



UNIVERSIDAD DE LA RIOJA

TRABAJO FIN DE ESTUDIOS

Título

Sistema de frenado para MotoE

Autor/es

MIGUEL MARÍN VELASCO

Director/es

JOSÉ ANTONIO GÓMEZ CRISTÓBAL

Facultad

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Departamento

INGENIERÍA MECÁNICA

Curso académico

2019-20



Sistema de frenado para MotoE, de MIGUEL MARÍN VELASCO
(publicada por la Universidad de La Rioja) se difunde bajo una Licencia Creative
Commons Reconocimiento-NoComercial-SinObraDerivada 3.0 Unported.
Permisos que vayan más allá de lo cubierto por esta licencia pueden solicitarse a los
titulares del copyright.



**UNIVERSIDAD
DE LA RIOJA**

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA
INDUSTRIAL**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

TITULACIÓN: Grado en Ingeniería Mecánica

CURSO: 2019/2020

CONVOCATORIA: Julio

TÍTULO:

Sistema de frenado para MotoE.

ESTUDIANTE: Miguel Marin Velasco

TUTORES/AS: José Antonio Gómez Cristóbal

DEPARTAMENTO: Ingeniería Mecánica

RESUMEN

El presente proyecto se centra en el estudio, cálculo y diseño del sistema de frenado de una moto eléctrica de gran potencia en referencia a una moto diseñada para competición MotoE. Se trata de diseñar un sistema de frenado atendiendo a criterios de máxima fiabilidad y altas prestaciones. Para ello se deberá cumplir la normativa actual además de realizar ciertas consideraciones particulares para adaptar al máximo este sistema a la comodidad y seguridad del piloto y posibles acompañantes.

Para llevar a cabo el objeto del proyecto se ha creído conveniente definir unas pautas de diseño para realizar los desarrollos. Posteriormente se ha pasado a un análisis exhaustivo de los puntos claves a los cuales debemos atender a la hora de realizar el diseño de un sistema de frenado. Se analizarán sus esfuerzos debidos a las fuerzas que se generan en la frenada además de las repercusiones térmicas de la frenada y la vida útil de los modelos estudiados. Analizando estos resultados se podrá adaptar de la mejor manera posible a las especificaciones de uso esperadas.

El estudio de los componentes del sistema de frenado ha sido enfocado hacia los sistemas de freno de disco, debido a su perfecta y óptima utilización como solución al problema. Con ello, se ha profundizado en el mecanismo de fricción entre disco y pastilla y se han desarrollado aspectos fundamentales del comportamiento de este como pueden ser el desgaste, el agrietamiento o la fatiga térmica.

De esta manera, una vez adquirido un volumen necesario de conocimientos referente a los sistemas de frenado, se ha llevado a cabo el estudio de las exigencias particulares de una moto eléctrica de gran potencia. Así, se ha realizado un estudio de las diversas alternativas a las que podemos optar analizando las ventajas e inconvenientes de cada una de ellas, decantándose en el final por una solución conjunta de los diferentes componentes del sistema de frenado. También se han justificado cada una de las decisiones que se han tomado. Todo ello bajo el criterio principal de adaptar al máximo dicho sistema de frenado a nuestras exigencias particulares.

ABSTRACT

This project focuses on the study, calculation and design of the braking system for a high-powered electric motorcycle in reference to a motorcycle designed for MotoE competition. It is about designing a braking system according to criteria of maximum reliability and high performance. For this, the current regulations must be complied with in addition to making certain considerations to adapt this system to the maximum comfort and safety of the pilot and possible companions.

To develop the object of the project, it has been considered convenient to define some design guidelines to carry out the developments. Subsequently, an exhaustive analysis of the key points that we must attend to in the moment we are designing a braking system. Their efforts due to the forces generated in braking will be analyzed in addition to the thermal repercussions of braking and the useful life of the models studied. Analyzing these results, it will be possible to adapt in the best possible way to the expected use specifications.

The study of the components of the braking system has been focused on disc brake systems, due to their perfect and optimal use as a solution to the problem. With this, the friction mechanism between disc and pad has been studied and fundamental aspects of its behavior have been developed, such as wear, cracking or thermal fatigue.

Therefore, in this way, once a necessary volume of knowledge regarding braking systems has been acquired, the study of the requirements of a high-powered electric motorcycle has been carried out. Thus, a study has been carried out of the various alternatives to have multiple choices, analyzing the advantages and disadvantages of each one, opting in the end for a joint solution of the different components of the braking system. Each of the decisions that have been made have also been justified. All this under the main criterion of adapting the braking system as much as possible to our requirements.

AGRADECIMIENTOS

Agradecimientos a mis padres Gustavo Marín e Isabel Velasco, a mi hermano Borja Marín, a todos mis amigos que por una cosa o por otra me han ayudado y apoyado para llegar a este punto. Y en especial agradecimientos a Diego Rodríguez y a todos los compañeros con los que se ha coincidido y tratado en el transcurso de la carrera.

Trabajo Fin de Grado

Sistema de frenado para MotoE



ÍNDICE GENERAL

Índice

MEMORIA.....	7
ANEXO	72
ANEXOS DE CÁLCULO	97
PLANOS.....	191
PLIEGO DE CONDICIONES.....	215
MEDICIONES.....	236
PRESUPUESTO	242

Trabajo Fin de Grado

Sistema de frenado para MotoE



MEMORIA

Índice de la Memoria

1. Objeto.....	11
2. Alcance del proyecto.....	11
3. Antecedentes.	11
4. Normas y referencias.	14
4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas.	14
4.1.1. Disposiciones legales referentes al proyecto.....	14
4.1.2. Normativa referente al documento:.....	16
4.2. Programas de cálculo.	16
4.3. Plan de gestión aplicado durante la redacción del proyecto.....	16
4.4. Bibliografía.	17
4.4.1. Referencias:.....	17
5. Definiciones y abreviaturas.....	18
6. Requisitos de diseño.	20
7. Análisis de soluciones.....	21
7.1. Tipos de frenos.....	21
7.1.1. Frenos de tambor.....	21
7.1.2. Frenos de disco.....	22
7.1.3. Ejemplo de elección	23
7.2. Tipos de pinzas de freno	24
7.3. Tipos de pastillas de freno.	24
7.4. Características del análisis.....	27
7.4.1. Especificaciones del modelo de motocicleta	27
7.4.2. Geometría	27
7.4.3. Peso	28
7.5. Elecciones de componentes.....	28
7.6. Inercia y energía de rotación de las ruedas.	30
7.7. Fuerzas en el frenado.....	32
7.7.1. Fricción en el disco de freno	33
7.8. Análisis térmico.	33
7.8.1. Energía disipada por el sistema de frenado.	33
7.8.2. Calor generado en la frenada.....	34
7.8.2.1. Calor generado en el disco de freno	34
7.8.2.2. Calor generado en las pastillas de freno	35
7.8.3. Efecto de la temperatura.	36

7.9.	Cálculo de la vida útil del disco de freno.....	36
7.9.1.	Desgaste por esfuerzos sometidos.....	37
7.10.	Fallos en el sistema de frenado.....	37
8.	Diseño del sistema de frenado.....	38
8.1.	Prediseño obtenido mediante cálculos.....	38
8.1.1.	Obtención de los parámetros del disco.	38
8.1.2.	Obtención parámetros de la pastilla de freno.	41
8.1.3.	Resultados de esfuerzos mecánicos.....	45
8.1.4.	Resultados del análisis térmico.	46
8.1.4.1.	Temperaturas y curva de enfriamiento.	46
8.1.4.2.	Calores disipados por convección.	49
8.1.5.	Resultados cálculo vida útil.	51
8.2.	Diseños finales.....	51
8.2.1.	Diseño inicial	51
8.2.2.	Diseño final.....	60
9.	Conclusiones.....	69

Índice de ilustraciones de la Memoria

Ilustración 1 Disco de freno y de tambor.	12
Ilustración 2 Pinza de freno axial. Ilustración 3 Pinza de freno radial.....	13
Ilustración 4 Pastillas de freno.	13
Ilustración 5 Sistema de frenado.	14
Ilustración 6 Desaceleración con respecto al tiempo. Fuente:[5].....	20
Ilustración 7 Disco de freno.	22
Ilustración 8 Coeficiente de fricción respecto a la temperatura Eco-friction EF. Fuente:[7].....	25
Ilustración 9 Coeficiente de fricción respecto a la temperatura PRP. Fuente: [7].....	26
Ilustración 10 Coeficiente de fricción respecto a la temperatura XRAC/ZRAC. Fuente:[7].	27
Ilustración 11 Mejor diseño térmico pastilla de freno.....	35
Ilustración 12 Diseño último pastilla de freno.	36
Ilustración 13 Curva de enfriamiento 200Km/h.....	46
Ilustración 14 Curva de enfriamiento 150Km/h.....	47
Ilustración 15 Curva de enfriamiento 100Km/h.....	48
Ilustración 16 Curva de enfriamiento 100Km/h.....	48
Ilustración 17 Disco inicial Solidworks.	52
Ilustración 18 Deformaciones laterales.	52
Ilustración 19 Tensión de Von Mises disco inicial.	53
Ilustración 20 Desplazamientos disco inicial.....	54
Ilustración 21 Disco de freno final.....	61
Ilustración 22 Deformaciones mal acople de las pastillas.....	61
Ilustración 23 Deformación disco final T ambiente.	62

Ilustración 24 Deformación disco final T 300 grados.	63
Ilustración 25 Deformación disco final T 500 grados.	63
Ilustración 26 Resultados Ansys disco final T-100.....	66
Ilustración 27 Resultados Ansys disco final T-300.....	67
Ilustración 28 Resultados Ansys disco final T-500.....	68

Índice de tablas de la Memoria

Tabla 1 Coeficientes de fricción de la superficie. Fuente: [8].	30
Tabla 2 Energías respecto a la velocidad.	32
Tabla 3 Energías por desplazamiento.	38
Tabla 4 Geometría de centros de masas.....	38
Tabla 5 Datos propiedades del disco.	39
Tabla 6 Resultados de cada espesor.	39
Tabla 7 Resultados espesor 5,5 mm reducción del área.....	40
Tabla 8 Resultados espesor 6 mm reducción del área.....	40
Tabla 9 Resultados propiedades mejoradas.	40
Tabla 10 Reducción de 10% propiedades mejoradas.	41
Tabla 11 Datos de partida pastillas de freno.	41
Tabla 12 Distribuciones de peso en la frenada.	46
Tabla 13 Temperaturas y enfriamiento 200km/h.	46
Tabla 14 Temperaturas y enfriamiento 150km/h.	47
Tabla 15 Temperaturas y enfriamiento 100km/h.	47
Tabla 16 Temperaturas y enfriamiento 50km/h.	48
Tabla 17 Vida útil del disco de freno.	51
Tabla 18 Propiedades iniciales del disco.	51
Tabla 19 Propiedades acero disco final.....	60

1. Objeto.

En el proyecto se analizarán los conceptos fundamentales del sistema de frenado de una moto eléctrica basada en la competición, comprobando sus parámetros de diseño y sus características mecánicas. Por lo tanto, se entiende como importante la necesidad de conocer la estructura de los diversos sistemas de frenado empleados actualmente en la composición de motocicletas.

Para ello, se va a estudiar el diseño de los diferentes sistemas de frenado de las diferentes componentes que en ellos se dan.

Posteriormente se analizará el diseño de los componentes en el sistema y su comportamiento a las hipótesis de carga planteadas. Para ello se van a imponer una serie de condiciones y se van a realizar los cálculos para que la frenada cumpla con dichas condiciones. Los cálculos se van a realizar mediante la ayuda de una hoja de cálculo Excel y, además, se va a emplear el programa SolidWorks para realizar un modelo visual del sistema.

También se realizarán cálculos para obtener un análisis térmico y de fatiga del sistema de frenado.

2. Alcance del proyecto.

El ámbito de aplicación del proyecto desarrollado a continuación es el respectivo al diseño del sistema de frenado de una moto eléctrica de alta potencia. En este proyecto a parte de dirigir la parte del diseño del sistema de frenado, más en detalle los discos de freno y las pinzas, también se basa en la elección adecuada de los componentes para las diferentes características necesarias.

Teniendo esto en cuenta la aplicación de este trabajo se basa en la evaluación de unas necesidades y el diseño de los componentes para satisfacerlas. Este estudio se enfocará únicamente en el análisis de una moto de alta potencia partiendo de componentes más sencillos.

3. Antecedentes.

En los primeros tiempos de la automoción, especialmente en el caso de las motocicletas, los sistemas de frenado eran accionados mediante sirgas de acero. Mediante estas sirgas se transmitía la fuerza ejercida por la mano o el pie del piloto de un modo muy parecido al que pasa hoy en día con la activación del frenado de una bicicleta. Este sistema era realmente ineficiente y en poco tiempo se pasó a incorporar circuitos hidráulicos que permitían amplificar la fuerza del piloto en gran módulo.

Hacia la primera mitad del siglo XX todas las motocicletas implementaban en sus sistemas de frenado frenos de tambor. Estos reunían las características válidas para el frenado, pero se calentaban con facilidad, eran algo pesados y cambiar el ferodo de sus zapatas resultaba complicado.

En torno a la década de los años 70 comenzaron a verse frenos de disco en las motocicletas de gama alta. Al principio solo se implantaban en la rueda delantera y como era de esperar al ser algo relativamente nuevo su precio era elevado, pero, poco a poco, debido a su mejor comportamiento, se fueron generalizando al igual que en el caso de los automóviles.

Hoy en día todas las motocicletas de gama media-alta poseen frenos de disco en ambas ruedas y en ocasiones el disco de la rueda delantera es doble esto se debe a unas mejores prestaciones a la larga del sistema. Algunas motos de gama media conservan el freno de tambor en la rueda trasera y tan solo las motocicletas más sencillas poseen tambores en el eje delantero, es el caso de algunos modelos de scooter que podemos encontrar actualmente en el mercado como por ejemplo la TGB Express 125 2012. Posteriormente se realizará una diferenciación entre estos dos tipos de frenos.



Ilustración 1 Disco de freno y de tambor.

El circuito del sistema de frenado de una motocicleta se encuentra dividido en dos partes. Cada una de ellas contralan una rueda de la moto siendo así dos circuitos independientes. El freno de la rueda trasera se realiza con el pie derecho y es menos empleado que el freno delantero debido a efectos dinámicos.

El freno delantero es accionado con la mano derecha y este accionamiento se realiza mediante un circuito hidráulico cerrado con tres elementos claramente diferenciados: el accionamiento, los latiguillos y elementos de unión y las pinzas de freno.

El mecanismo de accionamiento consiste básicamente en un pequeño pistón accionado por una maneta. Los latiguillos están formados por tubos poliméricos o metálicos flexibles y, al mismo tiempo, muy resistentes a la presión. Los tubos implementados están diseñados para mantener el volumen invariable a pesar de las elevadas presiones para que así se pueda alcanzar la presión óptima necesaria en su interior. De lo contrario, el mecanismo tendría una carrera imperfecta en el accionamiento y no funcionaría correctamente.

La característica principal de las pinzas de freno es la rigidez que estas tienen, son construidas en aluminio o forjadas en acero, en cuyo interior llevan mecanizados diversos conductos y los alojamientos de varios pistones. Mediante el Principio de Pascal el pistón accionado para la transmisión de presión a las pinzas acciona otros pistones que ofrecen al conjunto del freno una mayor presión total. Los pistones empujan las pastillas de freno para que estas mediante fricción reduzcan la velocidad del disco y por ende de la rueda y el vehículo. Existen dos modos de colocación de las pinzas de freno: la colocación axial y la colocación radial. Primero, la diferencia entre los frenos de montaje radial y los frenos normales (o de montaje axial). Los frenos radiales se aseguran mediante pernos que son paralelos al disco de freno en comparación con los pernos que son perpendiculares a la cara del disco como en los frenos tradicionales.

El montaje radial generalmente ofrece una mejor alineación de pinza a disco y es significativamente más rígido que el montaje axial. Una configuración más rígida produce un mejor contacto entre la almohadilla y el disco para una potencia mejorada y, más significativamente, una mejor sensación en la palanca.



Ilustración 2 Pinza de freno axial.



Ilustración 3 Pinza de freno radial.

Las pastillas de freno son componentes consumibles del sistema formados por una sustancia conocida como “ferodo” de alto coeficiente de rozamiento y resistencia al desgaste. En general están compuestos por una aglomeración de materiales entre los que se encuentran modificadores del coeficiente de fricción, metales como el bronce, abrasivos, cargas de minerales y fibras encargadas de ligar componentes. Esta composición contrasta con cómo se fabricaban antiguamente, que estaban compuestas principalmente por amianto debido a la resistencia de este material a las altas temperaturas, pero por ser un material cancerígeno se dejó de utilizar.



Ilustración 4 Pastillas de freno.

Los discos de freno son dos elementos de acero anclados a la llanta de la rueda con la capacidad de rotación de las mismas ruedas. Tienen una superficie lisa sobre la que se produce el rozamiento de las pastillas durante el giro del rotor a través de las pinzas de freno. El frenado se

produce, por tanto, gracias al rozamiento entre las pastillas y los discos de freno, transformando la energía cinética del vehículo en calor. Los discos son diseñados con grandes superficies y aberturas para la ventilación mediante el aire ya que debido a la enorme fricción necesaria para parar en este caso una motocicleta la generación de calor es bastante alta.

En conclusión, el sistema de frenado queda referenciado en la siguiente imagen en la cual se muestran los diferentes componentes de este:

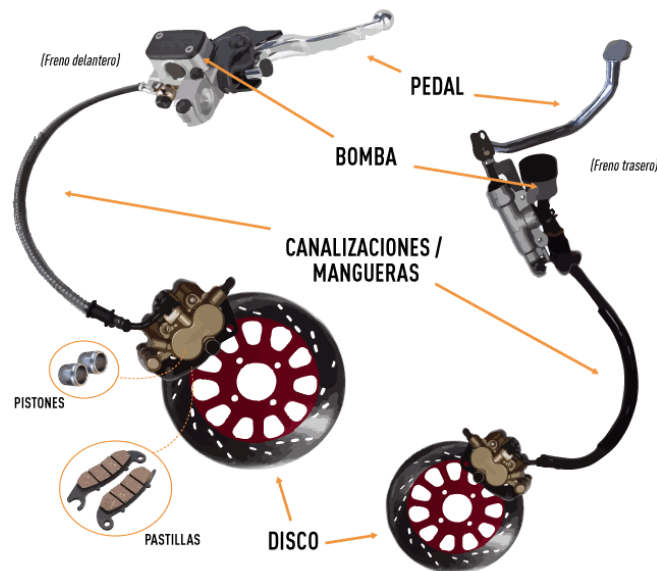


Ilustración 5 Sistema de frenado.

4. Normas y referencias.

4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas.

4.1.1. Disposiciones legales referentes al proyecto.

- Ley de Prevención de Riesgos Laborales aprobada por Real Decreto 31/1995 de 8 de noviembre y la Instrucción para la aplicación de la misma (B.O.E. 8/3/1996).
- Directiva 98/12/CE DO L81 de 18.3.1998 (Fuente: [1])

Según la directiva 98/12/CE DO L81 de 18.3.1998 por freno se entiende el órgano del dispositivo de frenado donde se desarrollan las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo. El freno puede ser de fricción (cuando las fuerzas se producen por el rozamiento de dos piezas pertenecientes al mismo vehículo, ambas en movimiento relativo pero sin contacto entre sí); eléctrico (cuando las fuerzas se producen por acción electromagnéticas entre dos elementos del vehículo en movimiento relativo pero sin contacto entre sí); hidráulicos (cuando las fuerzas se producen por la acción de un líquido situado entre dos elementos del vehículo en movimiento relativo); y de motor (cuando las fuerzas proceden de un aumento controlado de la acción de frenado del motor que se transmite a las ruedas).

Dicha directiva implica que las pastillas de freno homologadas han pasado de manera satisfactoria las siguientes pruebas de rendimiento y, obviamente, la aprobación se garantiza a nivel de número de referencia a partir de la aplicación específica del ensayo en carretera.

1.- El rendimiento de los sistemas de freno según el Reglamento 13, debe coincidir con las pruebas requeridas para la aprobación de las nuevas pastillas de freno en origen (O.E.). Se evalúa para asegurar que las pastillas de freno cumplen con los requisitos de aprobación.

2.- Además, las pastillas de freno destinadas al mercado del recambio libre deben pasar de manera satisfactoria las siguientes pruebas de rendimiento:

- Prueba de sensibilidad a la velocidad. La prueba está destinada a asegurar que el frenado (la deceleración) de las pastillas de freno en proceso de evaluación muestran desviaciones de deceleración menores a diferentes velocidades (65, 100 y 135 Km/h). Dichas variaciones en la deceleración están permitidas hasta un +/- 15% de los valores obtenidos a la velocidad más baja.

- Prueba de compresibilidad. Para evitar un excesivo desplazamiento del pedal de freno, la compresibilidad del material de fricción no debe exceder los siguientes límites:

- Compresibilidad de frío: menos del 2% a temperatura ambiente.

- Compresibilidad de calor: menos del 5% a 500°C

- La adherencia. La adherencia entre el material de fricción y la placa de refuerzo de la pastilla de freno debe alcanzar al menos el valor del ensayo de corte de Newton 250 por centímetro cuadrado de la forma del material de fricción.

3.- Marcaje y Embalaje Para facilitar la identificación de las pastillas de freno homologadas, éstas, así como su embalaje, deben también cumplir con el reglamento 90 relativo a los datos que deben aparecer tanto en la pastilla de freno como en su embalaje.

- ISO/TS16949 ISO/TS16949 (Fuente: [2])

ISO/TS16949 ISO/TS16949 fue desarrollado por los principales fabricantes de automóviles del mundo. Se basa en la norma ISO 9001 y normas nacionales de calidad dentro la industria automotriz, y se puede integrar fácilmente con las normas que ya están en uso. La norma se aplica a todos los fabricantes en el mundo dentro de la cadena de suministro automotriz - para vehículos, sus partes, componentes o sistemas. La última revisión de la norma ISO/TS 16949 fue publicada en junio de 2009.

Certificación de un sistema de gestión de calidad ISO / TS 16949 demuestra tanto el compromiso de la calidad del producto y el cumplimiento de los requerimientos del cliente. La norma implementa un proceso continuo que ayuda a encontrar y reportar las áreas de mejora de su sistema de gestión y los procesos que afectan su negocio.

Un proveedor con un certificado ISO/TS16949 ingresa automáticamente en una base de datos mundial de proveedores. La base de datos es utilizada exclusivamente por los fabricantes de equipos originales (OEM) para mantenerse al día sobre el estado de certificación, y el rendimiento de sus proveedores. La certificación es a menudo un prerrequisito de contrato.

Otros beneficios de la norma ISO/TS 16949 son:

- Mejora de los procesos y la calidad del producto
- Reducción de la necesidad de varias auditorias de segunda y tercera parte
- Aumento en la confianza al hacer una oferta para contratos de suministro globales
- Credibilidad asegurada en licitación de contratos de suministros globales o expansión de los negocios a nivel local.
- Reducción de las variaciones de la producción y la mejora en la eficiencia de fabricación, impactando los resultados de la línea de fondo de manera positiva. La norma ISO 9001 y normas nacionales de calidad dentro la industria automotriz, y se puede integrar fácilmente con las normas que ya están en uso. La norma se aplica a todos los fabricantes en el mundo dentro de la cadena de suministro automotriz - para vehículos, sus partes, componentes o sistemas.

4.1.2. Normativa referente al documento:

- UNE 157001:2014 - Criterios generales para la elaboración forma de los documentos que constituyen un proyecto técnico.
- UNE 1032 - Dibujos técnicos. Principios generales de representación.
- UNE 1035 - Dibujos técnicos. Cuadro de rotulación.
- UNE 1039 – Dibujos técnicos. Acotación. Principios generales, métodos de ejecución e indicaciones especiales.
- UNE 1135 - Dibujos técnicos. Lista de elementos.
- UNE 5455 - Dibujos técnicos. Escalas.
- UNE 102795 - Dibujos técnicos. Plegado de planos.
- UNE 112096 - Dibujos técnicos. Tolerancias de cotas lineales y angulares.

4.2. Programas de cálculo.

Los programas de cálculos empleados en el presente proyecto han sido el software de diseño y cálculo SolidWorks, para los cálculos de prediseño el programa empleado es el Excel y para una comprobación más detallada y fiable se emplea el software Ansys.

4.3. Plan de gestión aplicado durante la redacción del proyecto.

Uno de los aspectos más importante en la mayoría de los proyectos y al que mayor atención prestan los usuarios finales es el factor de la calidad. Esto se debe a que, si el documento final cuenta con el respaldo de un Plan de Gestión de Calidad específico, será más fácilmente entendible y, por tanto, su puesta en marcha será más rápida y económica. De aquí nace el requisito de mercado por el cual la norma ISO 9001 se hace necesaria, porque la certificación en Sistemas de Gestión de la Calidad a nivel de procesos y empresas es fundamental para alcanzar un nivel competitivo en el mercado actual.

Para seguir unos estándares de calidad la totalidad del proyecto se ha redactado siguiendo la UNE 157001:2014, de manera que la comprobación de su calidad queda exenta en gran

medida desde punto de vista del encargado de su revisión y se ciñe a los criterios que aparecen en dicha norma.

4.4. Bibliografía.

4.4.1. Referencias:

- [1] *Corrección de errores de la Directiva 98/12/CE de la Comisión, de 27 de enero de 1998, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 71/320/CEE del Consejo relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositi.* EUR-Lex, 2001, p. 1.
- [2] Intedya (International Dynamic Advisors), “ISO/TS 16949, Sistemas de Gestión de la Calidad en el Sector Automoción,” 2019.
<http://www.intedya.com/internacional/2/consultoria-sistemas-de-gestion-de-la-calidad-en-el-sector-automocion-isots-16949.html> (accessed May 18, 2020).
- [3] Engineering Inspiration, “Engineering Inspiration - Brake System Design Calculations,” 2020. <http://www.engineeringinspiration.co.uk/brakecalcs.html> (accessed May 18, 2020).
- [4] Á. Gavin, “▷ Motofichas.com Mejores motos deportivas RR 1000.” Accessed: May 19, 2020. [Online]. Available: <https://www.motofichas.com/reportajes/3651-mejores-motos-deportivas-1000-2017>.
- [5] Kashima University, “Descripción y eficacia del sistema de frenado: Descripción y eficacia del sistema de frenado,” 2018.
<http://kashima.campuseina.com/mod/book/view.php?id=7679> (accessed May 20, 2020).
- [6] K. . S. Shukri Zaina, K. Shahrilb, “Comparacion modos de frenada,” University Kuala Lumpur Malaysian Spanish Institute, 2015.
- [7] Brembo, “Discos de freno | Brembo - Sito Ufficiale.”
<https://www.brembo.com/es/motos/recambios-y-mantenimiento/discos-de-freno> (accessed May 18, 2020).
- [8] RACTT, “Tabla de factores de rozamiento del pavimento para neumaticos de goma,” 17/05/2017. <https://causadirecta.com/especial/calculo-de-velocidades/tablas/tabla-de-factores-de-rozamiento-del-pavimento-para-neumaticos-de-goma>.
- [9] R. A. García-León, R. D. Echavez Díaz, and E. Flórez Solano, “Análisis termodinámico de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209,” *Inge Cuc*, vol. 14, no. 2, pp. 9–18, 2018, doi: 10.17981/ingecuc.14.2.2018.01.
- [10] K. S. bin Shaffee, M. K. H. A. Musa, M. S. Mohamad Sidik, M. F. M. A. Majid, and M. H. Abu Bakar, “Analysis of temperature distribution behavior of motorcycle brake pads,” *Adv. Struct. Mater.*, vol. 102, pp. 13–24, 2019, doi: 10.1007/978-3-030-05621-6_2.

Bibliografía

- Webs:

- www.ingemecanica.com
- www.grabcad.com
- www.brembo.com
- eur-lex.europa.eu
- www.researchgate.net
- <https://es.wikipedia.org>

- Libros:

- ARIAS PAZ, M: Motocicletas. Ed: Dossat 2000, 29ª Edición (2003).
- BRADLEY, John: The racing motorcycle (volumen I y II). Ed: Bradley.
- COCCO, Gaetano: Motorcycle desing and technology handbook.

5. Definiciones y abreviaturas.

- Esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante, de corte, de cizalla o de cortadura es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de un prisma mecánico como por ejemplo en este caso el de un disco de freno.

Este tipo de sollicitación formado por tensiones paralelas está directamente asociado a la tensión cortante.

Para la determinación del esfuerzo cortante debido a la flexión del disco se empleará la fórmula de Colignon:

$$\tau_{xy} = \frac{V_y(x) \cdot m_z(y)}{I_z \cdot t_z}$$

Donde:

V_y representa la fuerza cortante.

m_y primer momento de área parcial (que coincide con el producto del centroide y el área que se abarca desde un extremo hasta el punto donde se quiere encontrar el esfuerzo).

I_z el momento de inercia de la sección total respecto a un eje perpendicular a la dirección del cortante

t_z el espesor de la figura a lo largo de un eje perpendicular a la dirección del cortante.

En esta fórmula tanto el segundo momento de área, como el primer momento de área parcial se toman con respecto a la fibra neutra de la pieza.

- Longitud de frenado.

Para determinar la longitud de frenado es necesario conocer la masa del vehículo, la fuerza de roce sobre las pastillas y la velocidad a la que el vehículo comienza a frenar. Siendo todos los factores conocidos por el cálculo anterior de la fuerza de rozamiento la fórmula siguiente queda resuelta:

$$L = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_{total}}{g \cdot f_{rt}} \cdot (v_i^2 - v_f^2)$$

En donde:

La masa total se refiere a la suma de la masa de la motocicleta más la del piloto y pasajero si llevase.

g es la aceleración de la gravedad.

f_{rt} es la fuerza de rozamiento total.

Y por último las velocidades corresponden a la inicial y final respectivamente.

- Tiempo de frenado.

Este tiempo es necesario para ver si un disco de freno es óptimo en relación con otros tipos, ya que la integridad del conductor se ve involucrada en este lapso. Para calcularlo se necesita la distancia de frenado y la velocidad a la que el vehículo empieza a frenar.

$$t = \frac{2 \cdot L}{\Delta v}$$

Donde:

L es la longitud de frenado.

Y el denominador es la variación de la velocidad del vehículo.

- Desaceleración en la frenada

Con esta fórmula se calcula la desaceleración de la motocicleta sacando un valor constante:

$$a = \frac{V_i^2 - V_f^2}{2 \cdot L}$$

Donde:

V_f es la velocidad final.

V_i es la velocidad inicial.

L es la longitud de frenado.

En la realidad la aceleración no actúa de manera constante a lo largo de la frenada si no de la siguiente manera:

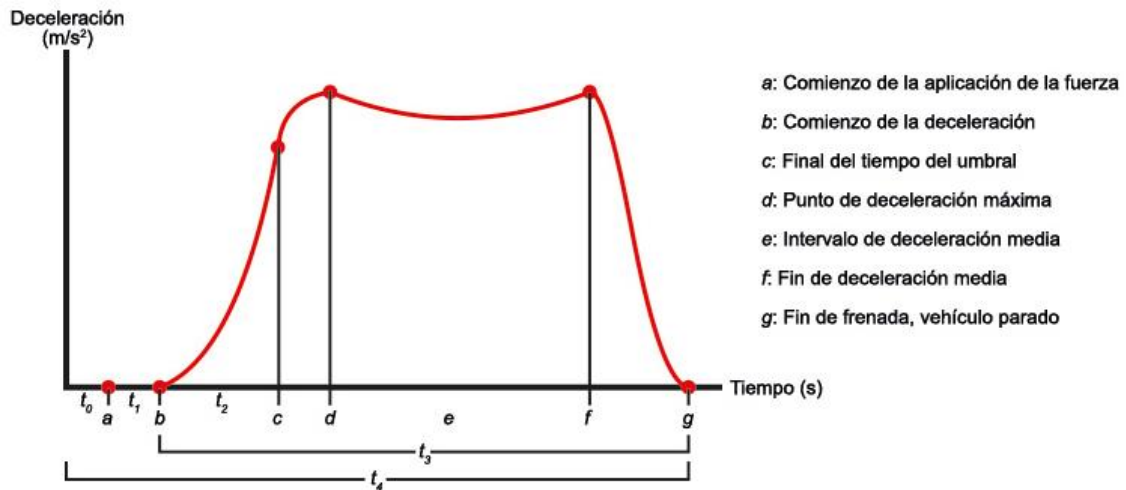


Ilustración 6 Desaceleración con respecto al tiempo. Fuente:[5]

En la anterior gráfica queda clara la representación de la desaceleración de una moto con respecto al tiempo. Este estudio tomará el intervalo de aceleración "e" (intervalo de deceleración media).

- Convección

La convección es una forma de transferencia de calor de un material en este caso el disco de freno a otro material con diferente temperatura, el aire. El calor se transmite desde un foco irradiador que es el disco de freno ya que se encuentra a más temperatura hacia el aire.

- Convección frontal en el disco.

Este tipo de convección afecta la periferia del disco de freno. El flujo de aire sobre un disco exhibe patrones complejos, el fluido que se aproxima al disco se ramifica y lo rodea, formando una capa límite que lo envuelve. Es decir, el aire entrante por la parte delantera de la motocicleta envuelve el disco por su espesor como bien representa la

Ilustración 33 Flujo de aire frontal al disco .Fuente: [3].

- Convección lateral en el disco.

No solo en la parte frontal del disco ocurre una transferencia de calor por convección. También en la parte lateral de éste, por lo tanto, se desarrollará el análisis de la pérdida de calor.

6. Requisitos de diseño.

En este apartado se pasará a diferenciar las diferentes condiciones dentro del sistema de frenado de una moto para posteriormente seleccionar el sistema que más se adecue con las condiciones de estudio y así hacer un análisis de las necesidades concretas.

Para la obtención de las características necesarias en la frenada a ejercer entre todos los componentes se aplicarán las siguientes condiciones:

- Para un cálculo más límite se supondrá que se frenará la moto únicamente con el freno delantero, el trasero quedará libre de accionamiento.

- No se valorarán variaciones en los componentes de la motocicleta, esto quiere decir que las variaciones en la suspensión debidas a la frenada o de la compresión o tracción de diversos componentes. Estos cambios producen variaciones en la posición de los centros de gravedad que es imposible simular sin recurrir a ensayos reales.
- La frenada constara de una activación constante de las pinzas a lo largo del tiempo hasta la detención de la moto.
- Solo se valorará el tiempo desde el momento que las pinzas entran en acción, no desde el tiempo de reacción y el de accionamiento en vacío.
- Las inercias de rotación de las ruedas delantera y trasera y de los componentes no estudiados anteriormente no se calcularán directamente si no que se aplicará un factor como se dijo anteriormente.
- Otra consideración para tener en cuenta es que la presión ejercida por las pastillas a la cara del disco se hará de manera simultánea entre los dos lados.

Una vez consideradas las condiciones ideales de funcionamiento cabe enunciar las características que debería reunir el sistema de frenado:

- Debe aguantar un número considerable de ciclos de frenada a un alto nivel de rendimiento tardando en que aparezcan signos de fatiga o desgaste.
- Las dimensiones y el peso de su sistema de pinza y freno de disco deben de ser proporcionales a las dimensiones y carga de una moto, en este caso una moto de gran potencia.
- Y por último debe tener unas capacidades de transmisión térmica específicas para el correcto funcionamiento del sistema.

Estas diferentes condiciones son las que marcan la base del diseño en forma y características de los componentes a emplear.

7. Análisis de soluciones.

7.1. Tipos de frenos

Normalmente en la mayoría de las motos actuales se implementa el sistema de frenado mediante frenos de disco, pero es cierto que aún hoy en día el freno de tambor es utilizado en algunas motos.

7.1.1. Frenos de tambor.

La mayoría de las motos actuales llevan discos de freno, pero algunas todavía portan frenos de tambor en su parte posterior.

Básicamente el freno de tambor es un componente de acero fundido en forma de tambor dentro de una carcasa.

Su funcionamiento de manera resumida es el siguiente: la presión transmitida al líquido de frenos, de manera manual, acciona las zapatas y las bandas de esta llegan a contactar con el tambor produciendo fricción y frenando las ruedas.

- VENTAJAS

La temperatura alcanzada en la frenada es menor en comparación a los frenos de disco.

Al estar dentro de una carcasa tiene una mayor protección hacia agentes exteriores.

- INCOVENIENTES

Al estar protegidos del exterior el freno tiene menor posibilidad de disipación de calor.

Su mantenimiento y cambio es más dificultoso que en los frenos de disco.

Para que este tipo de freno sea óptimo se debe tener un tamaño adecuado del sistema a frenar y además tener la posibilidad de ventilación para la disipación rápida de calor para reducir las temperaturas.

7.1.2. Frenos de disco.

Los frenos de disco son los más habitualmente utilizados en las motocicletas alrededor del mundo. De hecho, los más vistos son aquellos que se fijan directamente de una pieza, pero desde hace unos años se ven unos más vistosos que tienen un parte central fija con forma de araña y una parte exterior flotante, que es la pista de frenado propiamente dicha como se puede ver en la siguiente imagen:



Ilustración 7 Disco de freno.

Este tipo de frenos precisamente reciben el nombre de disco de freno flotante. Consta de dos partes diferenciadas, la araña es la parte central y va atornillada a la llanta y la parte exterior que es la pista de frenado unida a la araña mediante anillas, arandelas especiales o pasadores que en ocasiones dejan holguras en la unión. Estas holguras son debidas al singular diseño permite un cierto juego lateral y axial que beneficia a la adaptación total del disco con las pastillas de freno, absorbiendo las tolerancias estudiadas. Lo que se traduce en una frenada más segura y un desgaste más homogéneo de las pastillas.

El funcionamiento de los frenos de disco varía según las diferentes formas de presionar el disco y causar la fricción, depende de la pinza utilizada:

- Si es de pinza flotante, desplaza el pistón y éste aprieta la pastilla contra el disco; la fuerza de reacción desplaza la pinza para que la pastilla opuesta entre en contacto con el disco.
- Si es de pinza fija son los pistones situados a ambos lados del disco los que al frenar se desplazan simultáneamente apretando las pastillas contra el disco.

La situación del disco de freno flotante ayuda a que las pastillas contacten por igual de ambos lados. Esto aporta una serie de ventajas a la hora de frenar, una mejora en la respuesta de frenado y una mayor ventilación del sistema.

- Ventajas del freno de disco

Tiene una respuesta casi inmediata.

Una mejor disipación del calor debido a que su superficie está expuesta al aire.

La propia rotación del disco y la aceleración que sufren las partículas y residuos que sobre el se depositan hace que de alguna manera se eliminen.

Es realmente fácil su mantenimiento y ajuste.

7.1.3. Ejemplo de elección

Para que un freno sea efectivo debe de tener la capacidad de transformar toda la energía cinética que lleva la moto por su propia velocidad en calor pudiéndolo disipar de manera efectiva.

Por ejemplo, en el caso de la moto eléctrica Energica Ego necesita únicamente 3 segundos para acelerar de 0 a 100 kilómetros por hora, partiendo del reposo. Esto viene a identificar la necesidad de unos frenos que reduzcan rápidamente las elevadas velocidades que puede alcanzar la moto.

Esta fuerza de frenado emite una energía por unidad de tiempo que es transformada en calor y son los frenos los que absorben dicho calor y lo disipan.

Debido a las grandes energías que se generan los sistemas de frenado deben de tener la mayor capacidad de disipación de la energía. La parte más caliente del sistema de frenos se localiza en donde el material de fricción entra en contacto con los discos o el tambor. Es imprescindible una buena refrigeración para mantener una frenada eficaz y esto es un matiz muy diferencial a la hora de las prestaciones de los dos tipos de frenos. Ya que la refrigeración de los discos es inmediata por el aire que recibe directamente en su superficie, sin embargo, esto en el freno de tambor no sucede.

Con las prestaciones actuales de las motocicletas los frenos de tambor no tienen la capacidad de refrigeración adecuada para funcionar sin perder eficacia y se alcanzan temperaturas elevadas en el interior del freno.

Otra característica clave para determinar la eficacia de un freno frente a otro consiste en establecer la relación entre el peso frenado y la superficie barrida por el freno para ello. En el de disco esta superficie es mayor ya que el de tambor solo barre, por un lado. Este aspecto clave es una preocupación del fabricante, lograr una mayor área de barrido por kilogramo de peso de la motocicleta.

Por lo enunciado anteriormente los discos de tambor han quedado relegados a motos de bajas prestaciones y la industria ha seguido desarrollando los discos.

Por último, una vez descartados los frenos de tambor para el análisis se puede observar que últimamente los discos presentan muchas ranuras y agujeros y con esto lo que se pretende es reducir la temperatura de trabajo, lograr una mayor disipación del calor, mayor limpieza al eliminar más rápidamente las partículas de polvo que se acumulan entre el disco y la pastilla, menor tendencia a la deformación aparte de un menor peso y una estética atractiva.

Por todas estas características enunciadas el diseño de los frenos ha sido de discos con ranuras y agujeros ya que hoy en día son los que mejores prestaciones aportan. Y dentro de estos el diseño se basará en un freno de disco flotante ya que permite mejorar el rendimiento en la frenada.

7.2. Tipos de pinzas de freno

En las pinzas de freno ocurre lo mismo: cuanto más rígidas sean, más precisa (y potente) será la frenada. Como suele ocurrir todos los avances se dan primero en la competición, donde la exigencia es siempre máxima. Primero llegaron las pinzas cuyas dos partes eran fundidas en moldes más precisos. Luego, las dos partes de las pinzas se mecanizaban de un bloque de aluminio. Y más tarde aparecieron las pinzas monobloque (mecanizadas en una pieza, sin tornillos que sujeten las dos mitades); son las que se siguen usando en competición al más alto nivel, mejorando ya en materiales o ligereza.

Pero hay otro factor para tener en cuenta en las pinzas, además de cómo están fabricadas, el cómo se sujetan a la horquilla, la horquilla es la parte rígida que soporta la frenada cuando las pastillas muerden el freno. Teniendo eso en cuenta tenemos dos tipos: pinzas axiales flotantes y pinzas radiales. Las pinzas axiales son las utilizadas desde siempre en las cuales los pernos que las sujetan a la horquilla van perpendiculares al plano de los discos, es decir paralelos al eje de la rueda. Estas pinzas pueden ser de montaje flotante o rígido. En el primer caso, las pinzas flotantes con discos fijos, una pletina va sujeta con tornillos a la horquilla, y la pinza desliza sobre unos casquillos de esa pletina para compensar el movimiento y desgaste de las pastillas.

En las pinzas radiales el montaje es siempre directo a la horquilla y con tornillos paralelos a los discos, es decir perpendiculares al eje de la rueda. La diferencia entre los dos tipos es la rigidez. En unas pinzas axiales flotantes, se pueden ver varias décimas de flexión al frenar, incluso a mano se pueden moverlas ligeramente en parado. En unas pinzas axiales rígidas la cosa mejora y como mucho tendremos una décima de flexión lateral en frenada fuerte. Pero la cosa mejora con las pinzas radiales que por su tipo de montaje no puede haber flexión lateral y sólo se tendrá la mínima flexión de la pinza en sí. El tacto con ellas es más sólido y consistente.

A parte de todo lo anterior si como en competición es interesante poder cambiar de diámetro de discos en las pinzas radiales la cosa es bastante más sencilla, basta con añadir un casquillo o arandelas para acercar o alejar la pinza del eje.

Por todas las especificaciones redactadas anteriormente la pinza que más se adecua con es el estudio es una pinza radial flotante la cual permite y satisface unas condiciones de frenada más exigentes.

7.3. Tipos de pastillas de freno.

Las pastillas de freno son uno de los componentes más relevantes en el sistema de frenado de cualquier motocicleta, estas deben adaptarse al disco de freno y las irregularidades que este pueda presentar ofreciendo una fricción adecuada y estable, según la temperatura y presión en la que se encuentren.

Las hay de diferentes tipos y composiciones:

Orgánicas. Presentan un óptimo coeficiente de “agarre” (fricción) para un uso moderado, son silenciosas y dan un buen resultado a bajas temperaturas. El mayor hándicap de éstas es que se desgastan rápidamente.

Semimetálicas. Son adecuadas para todo uso, en altas temperaturas es cuando se optimizan sus propiedades, cuanto mayor carga metálica tienen, mejor rendimiento. Son algo más ruidosas y menos efectivas a baja temperatura de trabajo.

Metálicas. Compuestas a base de metal sinterizado, proporcionan una alta calidad en la frenada. Al degradarse producen un polvo negro corrosivo, que obliga a un mantenimiento y limpieza cuidadosa de las llantas y discos. Para su uso en la calle están hechas de latón, bronce o cobre, o una mezcla de ellos, incluso se les puede añadir polvo de cerámica para soportar temperaturas mayores.

Carbono. Empleadas en usos deportivos. Necesitan alcanzar una gran temperatura para rendir correctamente. Son semimetálicas y tratadas con carbón para mejorar sus características. Al igual que las anteriores, hay que tener cuidado con los sedimentos procedentes del desgaste.

Una vez vistos los diferentes tipos de pastillas escogibles se representarán a continuación una elección de tres tipos diferentes en donde se valorarán sus propiedades obtenidas de un catálogo oficial de un fabricante [7].

Para uso en carretera una pastilla de prestaciones medias y de gran duración como por ejemplo la pastilla ECO-FRICTION EF de la marca Brembo:

- Excelente relación calidad / precio
- Excelente vida útil de la almohadilla sin causar un desgaste elevado del disco.
- Adecuado para discos de acero inoxidable y hierro fundido.
- Buen rendimiento en condiciones húmedas.
- Apto para usar con sistemas ABS

La curva de fricción y temperatura en carretera de este tipo de fero de es la representada en azul claro en el siguiente diagrama:

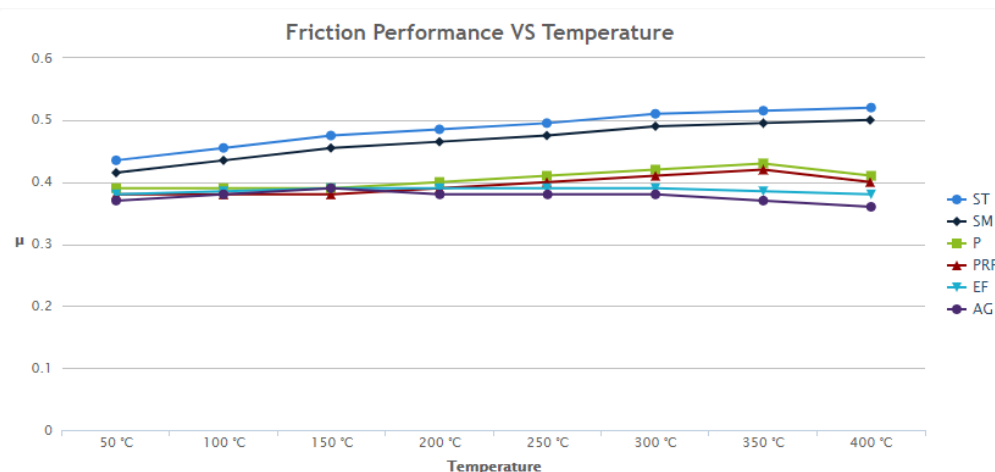


Ilustración 8 Coeficiente de fricción respecto a la temperatura Eco-friction EF. Fuente:[7].

Para un uso de mayor exigencia en carretera: ROTOR PULIDO PADS PRP.

Las características clave de PRP son:

- Deposición del material de fricción extremadamente baja en el disco.
- Mínima abrasión del rotor en acabados pulidos.

En este caso las gráficas también son realizadas en carretera, pero este caso la que representa este tipo de ferodo es la línea PRP de color marrón.

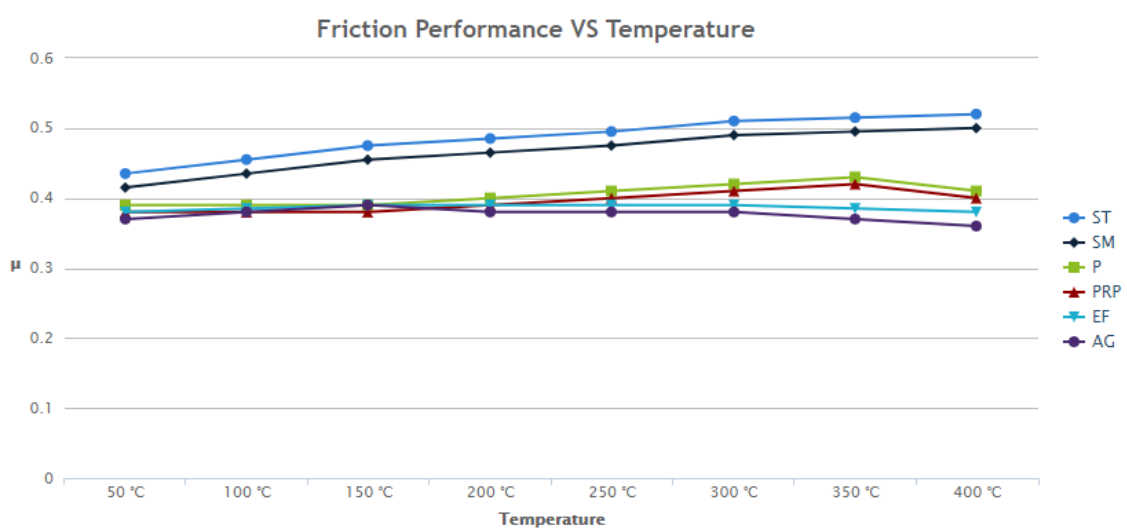


Ilustración 9 Coeficiente de fricción respecto a la temperatura PRP. Fuente: [7].

Por último, las pastillas denominadas XRAC / ZRAC por el diseñador y constructor que es en este caso Brembo son las especializadas para aportar grandes prestaciones en condiciones extremas de una moto de alta potencia.

Las características clave de XRAC / ZRAC son:

- Mordedura agresiva e instantánea de la almohadilla
- Excelente resistencia al desvanecimiento a altas temperaturas
- Coeficiente de fricción extremadamente alto (μ)
- Rendimiento constante durante toda la vida útil de la almohadilla
- Reducción de manchas y deposición de material en el disco.

En este caso las condiciones de ensayo son en carrera, siendo las exigencias mayores y la curva en la cual se representa este tipo de ferodo es la de azul oscuro:

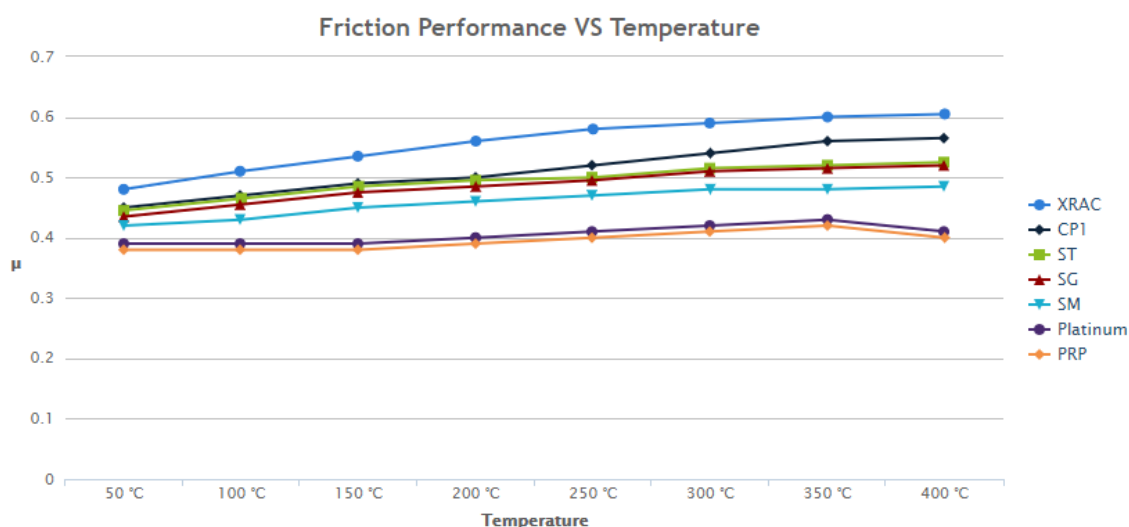


Ilustración 10 Coeficiente de fricción respecto a la temperatura XRAC/ZRAC. Fuente:[7].

Con estos tres tipos de ferodos, aun habiendo muchos otros y de constituciones y geometrías distintas, con estos tres ejemplos se representa la mayoría de los usos que se le van a dar a una moto, es decir, el primero de ellos es un ferodo normal para un uso regular del vehículo, el segundo es de una calidad superior para motos de más potencia y por último el XRAC / ZRAC es para una moto de grandes prestaciones en la cual la potencia de freno debe de ser superior.

Por todo lo expuesto anteriormente para el caso que se estudia las pastillas de freno más útiles dada la potencia a analizar son las últimas explicadas.

7.4. Características del análisis.

7.4.1. Especificaciones del modelo de motocicleta

Para la realización del análisis y la selección de los componentes adecuados se va a detallar la motocicleta modelo a estudiar:

El modelo de comparación de esta motocicleta serán las motos actuales de gran cilindrada del mercado, pero en este caso la moto será eléctrica. El comportamiento de estas motos de gran cilindrada ha sido estudiado a lo largo de los años por lo que poco a poco se ha llegado a un modelo optimizado.

7.4.2. Geometría

La geometría de cada una de ellas entre las analizadas encontramos Aprilia RSV4 RR, Aprilia RSV4 X, BMW HP4 Race 2017, Honda CBR1000RR-R/SP Fireblade 2020, Kawasaki Ninja ZX-10R 2020, Suzuki GSX-R1000 y Yamaha YZF-R1 entre otras. En todas ellas las distancias entre ejes oscila entre 1450 y 1500 milímetros de distancia, todas estas motos anteriores son propulsadas a gasolina, pero por ejemplo la Energica Ego que es eléctrica su distancia entre ejes es de 1465 mm con lo cual esa medida será tomada en el análisis.

Otro apartado importante de la geometría es la altura del asiento, en este caso sucede exactamente lo mismo que con la separación entre ejes. Es decir, las diferencias son mínimas entre modelos por lo que se escoge la altura de la moto eléctrica, que monta el asiento a 810 mm de distancia del suelo.

La longitud total de la moto es de en torno a 2410 mm y su anchura de 870mm, estos datos no son tan significativos para el análisis, pero si para la comprensión de las dimensiones.

- Distancia del centro de gravedad al eje delantero:

De lo observado en las especificaciones de las fichas técnicas de las diferentes motocicletas que sirven de modelos para el análisis se ve que la rueda delantera recibe un poco más de peso que la rueda trasera. En este apartado se especifica el peso de la motocicleta únicamente. Debido a esta diferencia de pesos se le otorga un 53% del peso de la moto a la rueda delantera un 47 % a la trasera. Siendo entonces los pesos, como se puede ver en el siguiente apartado, en la rueda delantera de 136,74 kg y en la trasera de 121,26 kg

Con estos datos y mediante el sumatorio de momentos en el eje delantero es posible hallar la distancia del CDG del vehículo a este eje:

$$\Sigma M_{rueda\ delantera} = P_{rueda\ trasera} \cdot D_{ejes} - P_{total} \cdot D_{centro\ de\ gravedad}$$

Con lo que hallamos que el CDG se encuentra a 688,55 mm del eje de la rueda delantera. Altura del centro de gravedad de la moto:

Dado que es un dato que no se facilita en las fichas técnicas de las motocicletas y que guardan las diferentes marcas. vehículo y los fabricantes no lo proporcionan. Debido a esta falta de datos se estimará que el centro de gravedad se encuentre alrededor de la altura del motor, un poco más alto, es decir en torno a la altura del motor y baterías en este caso. Esta situación nos queda a unos 620 mm aproximadamente.

- Determinación de la posición del centro de gravedad del piloto:

Este dato varía según la morfología de cada persona y de la posición del cuerpo encima de la moto. Partiendo de esa base normalmente la postura empleada es hacia delante pudiendo ser el centro de gravedad del piloto un poco más arriba de la altura de la cadera y por la disposición anteriormente dicha un poco hacia delante.

Por lo dicho, el centro de gravedad del piloto y en el caso de que lleve acompañante se estimara la distancia de su centro de gravedad al eje delantero de unos 900 milímetros de distancia y a una altura 1100 milímetros por encima del nivel del suelo.

7.4.3. Peso

En el ámbito de la masa de la moto, la moto tiene un peso de 258 kilogramos. Para tener en cuenta también la posibilidad del peso del piloto que se añadirá al peso anterior, este peso se presupone de unos 90 kg y un acompañante de 90 kg.

Siendo el peso total de 438 kg.

7.5. Elecciones de componentes

Debido a las características estudiadas y las especificaciones de la moto simulada el estudio del sistema de frenado se basará en las características y disposiciones de los siguientes componentes (que son los que llevaría una moto de gran potencia):

- Neumático Pirelli Diablo Rosso III – delantero 120/70 ZR17. Es decir 120 mm de anchura, 70 cm de altura y 17 pulgadas de diámetro.

- Brembo, doble disco flotante, Ø330 mm. Discos supersport de acero inoxidable alto al carbono.
- Pinza Brembo de anclaje radial, 4 pistones. Pinza convencional radial.
- Ferodo XRAC / ZRAC.

Para realizar el análisis y estudio de las fuerzas, esfuerzos, desgaste y demás cuestiones se calcularán mediante modelos más simplificados para evaluarlas características de estos componentes y sus prestaciones.

En las motocicletas el accionamiento de los frenos es independientes, entonces en este trabajo se pasará a analizar la frenada delantera de la moto modelo Energica Ego.

En circulación las gomas de los neumáticos de la moto ruedan sin deslizamiento por el asfalto. La rueda delantera lleva junto a ella un disco de freno de 330 mm de diámetro frente a los 700 mm de altura. Por esto un punto sobre el disco llevará una velocidad de giro de más o menos la mitad que un punto sobre la zona de rodadura.

Mientras no exista deslizamiento la fuerza mayor de rozamiento se encontrará sobre el punto de contacto de la rueda con el asfalto. Esta fuerza de rozamiento se puede obtener a partir de un simple sumatorio de fuerzas, es decir la fuerza de rozamiento es lo conocido con el producto de la normal por el coeficiente dinámico, en caso de estar en movimiento, de rozamiento. Como la normal (μ) se entiende la fuerza opuesta en sentido al peso sobre la rueda siendo esta la masa sobre ese punto de la rueda (m) multiplicándola por g ($9,81 \text{ m/s}^2$). Entonces queda la siguiente fórmula:

$$F_{\text{rozamiento}} = \mu \cdot g \cdot m$$

Para concretar datos sobre esa fórmula se necesita obtener los datos del rozamiento entre el asfalto y la rueda:

Descripción de la superficie	SECA		HÚMEDA	
	Menos de 50 km/h. De a	Más de 50 km/h. De a	Menos de 50 km/h. De a	Más de 50 km/h. De a
Cemento Nuevo, liso	0.80 1.20	0.70 1.00	0.50 0.80	0.40 0.75
Pulimentado por el tráfico	0.55 0.75	0.50 0.65	0.45 0.65	0.45 0.60
Asfalto o alquitrán Nuevo, liso	0.80 1.20	0.65 1.00	0.50 0.80	0.45 0.75
Adoquín Nuevo, liso	0.75 0.95	0.60 0.85	0.50 0.75	0.45 0.70

Descripción de la superficie	SECA				HÚMEDA			
Pulimentado por el tráfico	0.60	0.80	0.55	0.75	0.40	0.70	0.40	0.60
Hielo Liso	0.10	0.25	0.07	0.20	0.05	0.10	0.05	0.10

Tabla 1 Coeficientes de fricción de la superficie. Fuente: [8].

La fuerza de rozamiento actúa sobre la anda de rodadura de la rueda, sobre el punto de contactos de la rueda y el asfalto. Para que se detenga el giro, las pastillas de freno son oprimidas contra los discos mediante a fuerza hidráulica transmitida por los pistones. Este contacto crea una fuerza de rozamiento sobre el disco, debido al radio que este tiene más o menos la fuerza de rozamiento deberá ser del doble de magnitud para así generar un par parecido en magnitud, pero en diferente sentido.

Este rozamiento creado por las pastillas de freno sobre los discos creará un par de giro ligeramente inferior al del contacto entre el punto de contacto del neumático y el suelo. Esto se debe a que si la fuerza de rozamiento en el disco es mayor se produciría un bloque en las ruedas que puede llegar a ser peligroso. Este par de freno generado por las pastillas se basa en la siguiente fórmula:

En conclusión, queda en claro que el sistema de frenos más recomendable es aquel que permite al motorista, en este caso, crear un par en los discos de freno de un valor similar pero menor al de las ruedas para frenar. Esta activación de los frenos deberá de ser sensible a la hora de accionarlos y de tener una gran multiplicación de la fuerza transmitida del circuito hidráulico a la pinza.

La fuerza de rozamiento que hace el par sobre los discos es la generada por la fricción de las pastillas de frenos con los discos. Para poder valorar esta fuerza se debe conocer el coeficiente de rozamiento entre las dos superficies. De la figura de las pastillas XRAC / ZRAC se puede observar que el coeficiente de rozamiento medio es de 0,55 pero cuando se trabaja una temperatura más alta de la temperatura ambiente, es decir cuando lleva en uso continuado en más de una frenada. Para el análisis se escogerá un coeficiente de rozamiento a temperatura ambiente para adoptar una posición conservadora.

Este coeficiente de fricción es un valor promedio obtenido a lo largo de todo el periodo de frenado como se ha podido ver en la gráfica para todo el rango de temperaturas de trabajo. Es decir, queda claro que cuando los discos alcanzan una temperatura alta este coeficiente de fricción se hace mayor. Esto supone una mejora en la frenada, pero produce un desgaste mayor de las pastillas.

7.6. Inercia y energía de rotación de las ruedas.

Cuando en este caso se quiere detener la rotación de las ruedas de una motocicleta, haciendo la aproximación a un sólido rígido, la fuerza a emplear será la masa en movimiento por la desaceleración necesaria. En el caso de la motocicleta a parte de las ruedas también hay que

tener en cuenta la rotación del cigüeñal, volante de inercia, embrague, árboles y engranajes de caja de cambios, piñón y la propia cadena.

En el caso de que todo lo enunciado anteriormente se tuviese en cuenta las complicaciones serían enormes sin conllevar una clara solución dependiendo en muchos casos del sistema de propulsión y tipo de motor que acoplen las diferentes motocicletas. Por tanto, se ha omitido la consideración de un modelo de cadena de transmisión y demás partes.

Por lo tanto, el análisis se llevará a cabo suponiendo un motor desembragado para evitar la ayuda del freno motor y a la poca inercia de la cadena de transmisión en comparación con la inercia total, se considerará nula.

El estudio inicial de la inercia de rotación se centrará en las ruedas de la motocicleta que compone parte importante de la masa de total del vehículo. La rotación de estas masas proporciona equilibrio y estabilidad al conjunto de manera proporcional al peso de la rueda e inversamente proporcional al manejo y maniobrabilidad de la moto.

En el caso de estudio de este trabajo las ruedas necesarias son de un tamaño más grande que las de la media de motocicletas del mercado ya que para la estabilización de una moto con una potencia parecida a la de la Enegica Ego que es el prototipo de estudio es fundamental. Todo esto sin dejar de ser manejable. Las necesidades de este tipo de moto andan entre la manejabilidad necesaria para cualquier usuario, así como la estabilidad para utilizar todas las prestaciones proporcionadas por la moto.

El cálculo de esta inercia de rotación de las ruedas se realiza aproximando la geometría de estas a la de un anillo en rotación cuyo centro está en el eje de rotación. El momento de inercia será el siguiente:

$$I_x = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{rueda}} \cdot r_{\text{radio medio}}^2$$

Se considera que la masa de la rueda se concentra a la distancia de radio medio del eje de rotación. En este caso esa distancia se supondrá de 30 centímetros siendo la rueda de 70 centímetros de diámetro. Al tratarse la delantera y la trasera de dos ruedas del mismo diámetro, su velocidad angular será la misma.

Entonces la inercia de rotación de la rueda delantera en este caso será de:

$$I_x = \frac{1}{2} \cdot 26 \cdot 0,3^2 = 1,17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Para comparar la importancia de la inercia de giro de las ruedas con la del sistema completo en desplazamiento lineal, compararemos la energía cinética almacenada en los dos casos a distintas velocidades.

$$E_{\text{cinética giro ruedas}} = \frac{1}{2} \cdot I_x \cdot \omega^2$$
$$E_{\text{desplazamiento}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V^2$$

Como la velocidad angular de las ruedas, designada con la letra ω , es directamente proporcional a la velocidad de desplazamiento de la motocicleta y ambas magnitudes aparecer en forma cuadrática, ambas energías serán directamente proporcionales. Como se podrá observar en la siguiente tabla (Utilizando de peso 438 kg, dos ocupantes de 90 kg):

Velocidad (m/s)	Energía cinética por desplazamiento (J)	Energía cinética de rotación (J)	Rotación respecto al total %
13,889	42246,046	921,217	2,134
20,833	95049,042	2072,638	2,134
27,778	168984,185	3684,866	2,134
41,667	380214,417	8290,949	2,134
55,556	675936,741	14739,465	2,134
69,444	1056120,741	23029,751	2,134

Tabla 2 Energías respecto a la velocidad.

Como la energía de rotación de las ruedas es proporcional a la de traslación y siendo de un pequeño porcentaje se optará por el uso de la energía de traslación añadiéndole ese extra de un 2,134% para compensar la omisión de esta energía en los cálculos. Como se verá posteriormente se le añadirá en los cálculos un 5% más, detallado por el factor i en la página 80.

7.7. Fuerzas en el frenado.

El cálculo de las diferentes fuerzas en la frenada será lo que a posteriori marque el prediseño de los parámetros necesarios del disco de freno y las pastillas.

Este cálculo situará una franja de tensiones y solicitaciones a las que el disco será soportado en la frenada.

Para llevar a cabo este primer estudio de las fuerzas estáticas sobre el sistema de frenado cabe exponer una serie de condiciones de contorno:

- Movimiento de la motocicleta sobre un plano sin inclinación.
- Distribución de masas razonable, eludiendo un posible vuelco.
- No bloqueo de rueda al frenar.
- Desaceleración constante.

Para la valoración numérica de las condiciones cuantificables anteriores se plantean los siguientes procedimientos a seguir:

- Para la distribución correcta de las masas se realiza un sumatorio de momento en un momento de la frenada para conocer las masas que soporta cada uno de los dos ejes que porta la motocicleta.
- Para la condición de no bloque de ruedas, que se da cuando la rueda desliza por una falta de coeficiente de rozamiento o por un exceso de desaceleración, se realizará una comparación entre la fuerza de la desaceleración y la fuerza que se genera por el contacto entre rueda y asfalto.

Para una información más detallada de cada uno de los puntos enunciados anteriormente como así también a la formulación empleada véase en Anexos punto 2.1.1. Proceso de cálculo de fuerzas del frenado.

7.7.1. Fricción en el disco de freno

Según es enunciado en la ley de Coulomb la fuerza de rozamiento máximo que existe entre dos superficies es directamente proporcional al valor de la fuerza normal entre estos.

La valoración y cálculo de esta fuerza repercute de manera muy directa en el diseño del sistema de frenado permitiendo observar las diferentes fuerzas y esfuerzos que sobre él actúan y sus magnitudes.

En el caso de estudio la situación planteada como bien se ha explicado en los requisitos de diseño es que las pinzas actúan de manera constante y presionando las pastillas de igual manera produciendo una presión constante sobre el disco. Esta será la base de partida de la metodología de cálculo, la presión constante.

Para llevar a cabo la obtención de estos resultados primero se determina una fuerza de rozamiento partiendo de una presión, un área de rozamiento y conociendo el valor del coeficiente de rozamiento.

Después, a partir de ese cálculo se obtiene principalmente el valor del par torsor generado en el disco de freno debido a la anterior fuerza.

Y, por último, como obtención de un dato importante, es el cálculo de esfuerzo cortante debido al par torsor anterior.

Otros cálculos que pueden detallar de manera secundaria el diseño son el cálculo de la variación del espesor del disco debido a la fuerza de compresión ejercida sobre el por las pastillas.

Para ver más información y formulación con la cual calcular las fuerzas y esfuerzos anteriores véase el Anexo punto 2.1.2. Fricción en el disco de freno.

7.8. Análisis térmico.

El frenado se produce gracias al rozamiento entre las pastillas y los discos de freno, transformando la energía cinética del vehículo en calor. El estudio y valoración de las consecuencias sobre el freno de disco de esta energía de fricción generada para detener el vehículo son de vital importancia para realizar un correcto diseño del disco para que no se den temperaturas elevadas o que como se verá en apartados siguientes una rebaja en el tiempo de vida útil del disco.

7.8.1. Energía disipada por el sistema de frenado.

Para calcular esta energía disipada es necesario saber la masa del vehículo, el factor de corrección i para masas rodantes (el factor de corrección para masas rodantes i para un vehículo de velocidad media es 1,05) y la velocidad que lleva el vehículo al momento que empieza a frenar. Es decir, se aplica el factor corrector a los datos obtenidos de la Tabla 2 Energías respecto

a la velocidad. En este caso en vez de implementar ese 2,34 % que se desviaba el resultado por no tener en cuenta las masas rodantes se prefiere utilizar el factor i para tener un 5% y estar más del lado de la seguridad.

Con los valores definidos se calcula la energía cinética final con la que cuenta la moto a la hora de frenar, dependiendo de la velocidad a la que se encuentre.

Después y a partir de los cálculos del reparto de masas en la frenada se obtiene la energía que absorbe el eje delantero que con una simple multiplicación por un factor experimental obtenido del trabajo sobre el análisis termodinámico de un disco de freno (Fuente: [9]).

Para más información sobre formulación y metodología véase Anexo punto 2.2.1 Energía disipada por el sistema de frenado.

7.8.2. Calor generado en la frenada

Dentro del calor generado en la frenada debido a la fricción se pueden separar los dos agentes principales de esta fricción, el disco de freno y las pastillas.

Se valorarán por separado las repercusiones del calor generado en cada uno de ellos para poder implementar posibles mejoras en el diseño de cada uno de ellos.

7.8.2.1. Calor generado en el disco de freno

Como ha sido explicado anteriormente en el momento de la frenada el disco de freno genera una gran cantidad de energía para frenar el vehículo, esta energía es expulsada por el freno a partir de la emisión de calor al aire.

El problema que conlleva un gran calentamiento del disco de freno es la posibilidad de que este comience a fallar y se provoque el llamado fenómeno de fading que no es otra cosa que una fatiga térmica. Por esto es necesario un riguroso análisis de las temperaturas alcanzada por el disco en la frenada y como se libera de esta temperatura y calor en los instantes posteriores.

Para la realización de este estudio térmico se realizarán los siguientes cálculos:

- Primero se obtiene el calor total generado debido a la energía cinética de la moto y que absorbe directamente el disco.
- Una vez obtenido el dato del calor absorbido se prosigue calculando la variación de temperatura sobre las caras del disco que este calor genera.

Esta sería la primera parte del análisis térmico en el cual se calculan los aumentos de temperatura y la energía absorbida.

En la segunda parte se obtendrán los datos del calor disipado y del enfriamiento del disco. La fórmula y el método empleado en calcular el enfriamiento del disco obtiene resultados fiables en el caso de que la moto frene y se quede parada, es decir que haga una única frenada y después no se refrigere de ninguna manera, pero ayuda a la comprensión de la importancia de unas buenas propiedades térmicas del disco.

Para obtener estos resultados se siguió el siguiente procedimiento:

- A partir de la fórmula de enfriamiento de Newton y conociendo los datos calculados con anterioridad se obtiene la curva de enfriamiento del disco con respecto al tiempo transcurrido.
- Para el cálculo del calor disipado se detallarán dos fenómenos, la convección frontal y la lateral, en ambas se empezará calculando el número de Reynolds que dará paso al cálculo del valor de Nusselt. Esto servirá para que al final se calcule el coeficiente de convección y se obtenga el calor disipado.

Para una base más amplia y un desarrollo de ecuaciones véase el Anexo en el punto 2.2.2.1. Calor generado en el disco de freno.

7.8.2.2. Calor generado en las pastillas de freno

El análisis del calor generado en las pastillas de freno se enfoca de manera diferente al del disco de freno, esto es debido a que la composición de las pastillas hace que tengan unas propiedades térmicas de asilamiento del sobrecalentamiento muy superior al de los discos. Esto beneficia en gran manera a la preservación de los otros componentes del sistema de frenado y por eso no se analizará en forma de cálculos las temperaturas y calores sobre la pastilla.

Este apartado se basará en el estudio realizado sobre Análisis del comportamiento de distribución de temperatura de las pastillas de freno de motocicleta [10] de K. Shahril, M. Khairuddin Hj. Ali Musa, M. Sabri, MFMA Majid y M. Husaini AB. A partir del estudio y compresión de este estudio de laboratorio se obtuvo cual debía de ser la forma más eficiente desde el punto de vista térmico de la pastilla de freno.

Para la obtención de este diseño los modelos de pastilla fueron sometidos a un análisis térmico en estado estable que determina la distribución de temperatura y otras cantidades térmicas en condiciones de carga en estado estable y un análisis térmico transitorio que determina la distribución de temperatura y otras cantidades térmicas en condiciones que varían durante un período de tiempo.

De estos análisis se obtuvo la siguiente conclusión y es que después de obtener los resultados de la distribución de temperaturas, el flujo de calor y al análisis del movimiento de la temperatura sobre la pastilla el diseño que mejores resultados daba en conjunto era el siguiente:

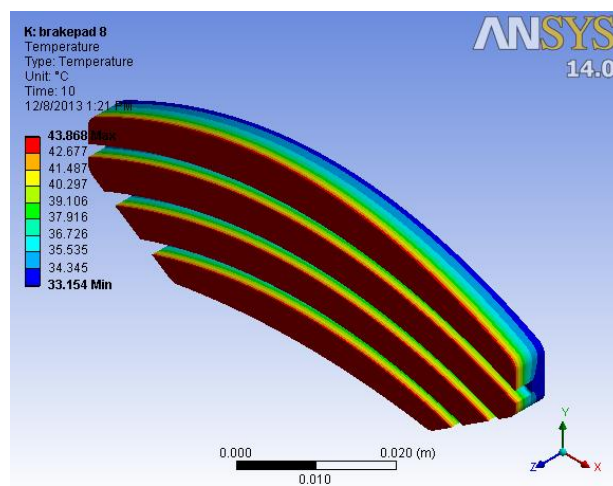


Ilustración 11 Mejor diseño térmico pastilla de freno.

Este era el mejor resultado valorando únicamente el apartado térmico, pero a la hora de la fabricación suponía un sobre coste excesivo para la poca variación que tenía con respecto al diseño más común y que por el que finalmente se optara a la hora de diseñar:

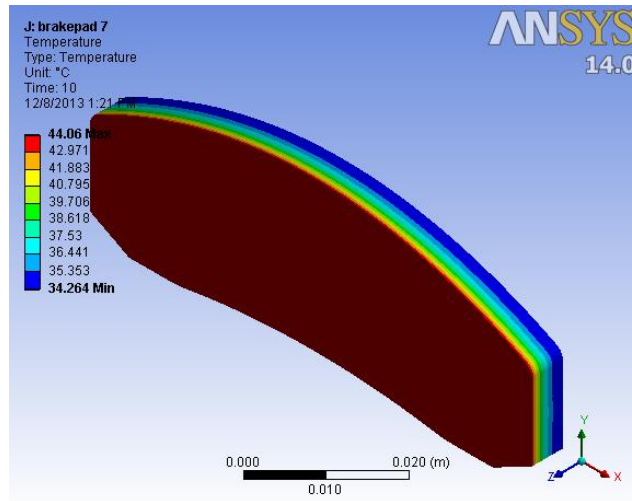


Ilustración 12 Diseño último pastilla de freno.

Para ver los diferentes resultados de cada uno de los diseños analizados en el trabajo y sus resultados térmicos diríjase a Anexos. en el punto 2.2.2.2. Calor generado en las pastillas de freno

7.8.3. Efecto de la temperatura.

El aumento de la temperatura debido a la fricción sobre un disco en este caso metálico produce sobre los esfuerzos térmicos. Para medir los cambios producidos en el disco debido a la temperatura se calculará la dilatación de este ya sea en el espesor del disco como así también en el área lateral del disco.

La obtención de estos datos normalmente puede llegar a ser irrelevante, pero sirven para comprobar que la posible dilatación del disco no sea excesiva y pueda comprometer el funcionamiento del sistema.

Para ver la formulación empleada para calcular estas variaciones de longitudes y ver un ejemplo práctico de cómo afecta la temperatura dimensionalmente al disco ir a Anexos en el punto 2.2.3. Efecto de la temperatura.

7.9. Cálculo de la vida útil del disco de freno.

Los componentes mecánicos y piezas de un sistema en el momento que son sometidos a esfuerzos repetitivos o cíclicos durante un tiempo suficiente comienzan a experimentar desgastes y una bajada paulatina de su rendimiento.

7.9.1. Desgaste por esfuerzos sometidos.

En este caso el disco debido a la fricción con las pastillas de freno a la cual se somete en cada frenada provoca a la larga una posible bajada de espesor y que su eficiencia se vea afectada. Otro fenómeno al que se enfrenta el freno de disco es debido al sobrecalentamiento y posterior deformación, esto produce vibraciones e irregularidades, pero es muy inusual.

Para tener en cuenta este posible desgaste al que es sometido el disco se calcularán el número de ciclos de frenada útiles en cada caso y tipo de disco estudiado. El procedimiento será el siguiente:

- Primero se obtendrá el coeficiente de fracción última.
- Después, y a partir del conocimiento de la tensión última del material se obtendrán los coeficientes a y b .
- Entonces ya se puede obtener la tensión final ya que se conocen los esfuerzos a los que está sometido el disco de apartados anteriores. Para este resultado se utilizará la fórmula de Goodman modificado.
- Por último, se obtiene el número de ciclos útiles del disco de freno a partir de los cuales su rendimiento y eficiencia descienden.

Para ver más detalladamente la forma de cálculo y las ecuaciones véase el Anexos en el punto 2.3.1. Desgaste por esfuerzos mecánicos.

7.10. Fallos en el sistema de frenado.

Como se ha ido explicando anteriormente todos los esfuerzos a los que el disco es sometido tienen unas repercusiones negativas a corto y más sustancialmente a largo plazo, produciendo fallos o deficiencias en la frenada.

El principal problema de los discos de freno es tratar con el desvanecimiento debido a la continua alta temperatura a la que se encuentran los discos en ciclos de frenado consecutivos. Otro factor de fallo son el desgaste y la corrosión. Para evitar problemas con estos dos fenómenos los frenos de disco generalmente están hechos de acero inoxidable martensítico. Debido a su espesor angosto (generalmente menos de 10 mm), los discos se obtienen generalmente por fresado de secciones planas laminadas en caliente. Estas secciones se muelen en la condición recocida (normalizada).

Para ejemplificar el desgaste al que se ve sometido un disco de freno véase el Anexo 2.4. Fallos en el sistema de frenado. en el cual se observa que con el debido tiempo y dependiendo del material del que esté formado el disco su dureza va bajando en diferentes puntos de este y con la temperatura hasta puede cambiar su microestructura.

Este estudio sirve para entender la importancia del material de construcción del disco ya que si está destinado a soportar altas temperaturas y esfuerzos el acero más recomendable es el acero inoxidable martensítico y con una buena resistencia al temple.

Para observar los diferentes datos y gráficas explicativas con las que se llega a la conclusión anterior véase el Anexo 2.4. Fallos en el sistema de frenado.

8. Diseño del sistema de frenado.

Con todas las consideraciones y características en las que se encuentra el sistema de frenado de una motocicleta se pasará a diseñar el conjunto de pastilla de freno y disco de freno ideal para una moto eléctrica de gran potencia.

8.1. Prediseño obtenido mediante cálculos.

En este apartado se pasará a diseñar los componentes del sistema de frenado a partir de los cálculos realizados, delimitando las propiedades, geometrías o esfuerzos que deben cumplir o soportar. Proporcionando así unos valores de prediseño útiles para la modelización a ordenador.

Los datos de partida para este estudio ya han sido explicados con anterioridad en la memoria, pero se pueden resumir en las siguientes tablas:

Velocidad (Km/h)	v(m/s)	Energía del desplazamiento (J)
50	13,89	42245,3
100	27,78	168981,4
150	41,67	380208,3
200	55,56	675925,9

Tabla 3 Energías por desplazamiento.

Geometrías		
Distancia entre ejes	1,465	m
dist eje delantero Cg* moto (horizontal)	0,6885	m
dist Cg moto suelo (vertical)	0,62	m
dist eje delantero Cg piloto (horizontal)	0,9	m
dist Cg piloto suelo (vertical)	1,1	m

Tabla 4 Geometría de centros de masas.

*Cg es el centro de gravedad.

Y a las dos tablas anteriores se aportan los datos de la masa, 438 kg debido al peso de la moto y de dos ocupantes de 90 kg y del coeficiente rozamiento con el asfalto que se considera de 0,9.

8.1.1. Obtención de los parámetros del disco.

Lo primero que se hace es determinar las características geométricas ideales para el disco de freno. Para ello se empezó a trabajar en encontrar el espesor ideal el cual mejorase prestaciones en el ámbito térmico y de durabilidad pero que no supusiese un alto incremento de peso en la moto.

Se parte de las siguientes características del acero del disco de freno:

Datos disco de freno	
radio r_e (m)	0,17
radio r_i (m)	0,13
Densidad media acero (kg/m^3)	7780
Conductividad térmica ($\text{J/s} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}$)	24,9
Calor específico ($\text{J/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$)	510
Coeficiente de transmisión térmica ($\text{J/s} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)	10,3
S_{ut} (MPa)	900
Módulo de Young	$2,1 \cdot 10^9$

Tabla 5 Datos propiedades del disco.

Los espesores por analizar serán 5, 5,5, 6 y 6,5 milímetros en cada uno de ellos la masa del disco de freno da 1,47, 1,61, 1,76 y 1,90 kg respectivamente.

Y los resultados de ciclos de vida útil y del estudio térmico dan los siguientes resultados para cada uno de los tres espesores:

Espesores (mm)	velocidades (km/h)	Temperatura en la superficie ($^\circ\text{C}$)	Ciclos de frenada
5	200	624,3	7543,9
	150	345,9	11545,4
	100	147,9	35682
	50	34,07	462753,4
5,5	200	567,5	28834
	150	314,5	44128
	100	134,5	136384
	50	30,97	infinito
6	200	520,25	98063
	150	288,28	150075
	100	123,28	463840
	50	28,4	infinito
6,5	200	480,2	302753
	150	266,1	462753
	100	113,8	infinito
	50	26,2	infinito

Tabla 6 Resultados de cada espesor.

Para más información respecto a los calores generados o forma de cálculo de los resultados véase Anexo de Cálculo.

De la observación de los datos expuestos anteriormente queda claro que el espesor ideal del disco se encuentra entorno a los 5,5 y 6 milímetros ya que permite tener un peso reducido y su comportamiento es aceptable.

Una vez obtenido el espesor ideal de funcionamiento el siguiente paso a seguir es conseguir bajar el peso del disco. El disco tal cual está planteado ahora en la forma inicial es liso y macizo, para conseguir un resultado más real y de mejores prestaciones se deberá bajar el peso del disco.

Para bajar el peso del disco en los cálculos, aunque los radios no varíen, se cambiarán para hacer una reducción del área y por ende del peso.

Reduciendo el área en un 14% y conservando los datos de la Tabla 5 Datos propiedades del disco. lo que hace pasar de 1,61 kilogramos a 1,39. Los resultados para el disco de 5,5 mm son los siguientes:

velocidades (km/h)	Temperatura en la superficie (°C)	Ciclos de frenada
200	659,6	2053,5
150	365,5	3151,9
100	156,3	9741,5
50	36,0	126334

Tabla 7 Resultados espesor 5,5 mm reducción del área.

Y para el disco de 6 mm que reduce peso de 1,76 kg a 1,51 son estos:

velocidades (km/h)	Temperatura en la superficie (°C)	Ciclos de frenada
200	604,65	7004,4
150	335,04	10719,8
100	143,3	30330,1
50	33,0	429659

Tabla 8 Resultados espesor 6 mm reducción del área.

Como queda claro que estas disposiciones no resultan completamente buenas debido a las altas temperaturas que alcanza la superficie del disco y por qué su vida útil no es todo lo larga que debería.

Para corregir estos resultados se podría bajar el porcentaje de reducción del área lo cual haría aumentar otra vez el peso del disco o mejorar las especificaciones del acero. Por ejemplo, mejorando las especificaciones de capacidad calorífica y la tensión última, esto conllevará una bajada en las temperaturas de las superficies y un aumento de los ciclos de frenada. Esta mejora de propiedades podría subir el presupuesto del disco.

Resultados con un calor específico de 550 J/Kg * °C y con 920 MPa de S_{ut} (tensión última):

Espesor (mm)	velocidad (km/h)	Temperatura en la superficie (°C)	Ciclos de frenada
5,5	200	611,6	2806
	150	338,9	4294,5
	100	144,93	13271
	50	33,38	172127,6
6	200	560,7	9543,2
	150	310,6	14605,5
	100	132,9	45137,8
	50	30,6	585402

Tabla 9 Resultados propiedades mejoradas.

Como se preveía las temperaturas han descendido y los ciclos de frenada han aumentado aun con todo ello los valores de la temperatura siguen siendo un poco elevados, aunque el uso del disco vaya a ser para una moto de gran potencia.

Para mejorar estos resultados habrá que aumentar un poco el área y en vez de reducirla un 14% se quedará con un 10% de reducción.

Espesor (mm)	velocidad (km/h)	Temperatura en la superficie (°C)	Ciclos de frenada
5,5	200	584,74	8923,1
	150	324	13656,4
	100	138,6	42204,8
	50	31,9	547364
6	200	536,0	30347,3
	150	297,0	46445,2
	100	127,1	143537,8
	50	29,3	1861575

Tabla 10 Reducción de 10% propiedades mejoradas.

Esta disminución en la reducción de área hace que los pesos aumenten un poco, pero dan bastante mejores resultados. Para una moto potente normal los parámetros más correctos a escoger serían los de 6 milímetros de espesor, pero debido a que el ámbito de este estudio se basa en una moto de competición en la cual los números de ciclos no son tan relevantes se escogerá el espesor de 5,5 milímetros. También debido a que la moto es dedicada a competición el empleo de materiales mejores que pudiesen superar en rendimiento a los expuestos anteriormente mejoraría el rendimiento del disco.

Entonces de esta primera parte del estudio del sistema de frenado se obtiene:

- Espesor del disco de 5,5 mm.
- Diámetro interior 0,13 metros.
- Diámetro exterior 0,17 metros.
- Peso 1,45 kg.
- Necesidad de unas propiedades térmicas adecuadas.
- Una gran dureza para que aguante las tensiones del frenado.

Requiriendo las anteriores solicitudes un acero que podría ser útil sería por ejemplo el AISI 420F que es un acero martensítico inoxidable el cual tiene una tremenda dureza y propiedades térmicas buenas.

8.1.2. Obtención parámetros de la pastilla de freno.

A partir de los datos concretados del disco de freno se pasará a determinar las características geométricas de la pastilla de freno.

Se parten de los siguientes datos de la pastilla de freno:

Pastilla de freno	
Área (m ²) 2 pastilla	0,00549779
Coefficiente de rozamiento	0,4
Ángulo ($\theta_2 - \theta_1$) (radianes)	0,78539816

Tabla 11 Datos de partida pastillas de freno.

El área anterior es el área de las dos pastillas que actúan a la vez en la frenada sobre el disco. El coeficiente de rozamiento se empieza desde el número 0,4 para situarnos desde el lado de la

seguridad optando por un coeficiente algo más bajo del que pueden dar las pastillas de alto rendimiento. Se considera una pastilla de 35 grados de ángulo lo que quiere decir que de toda la circunferencia exterior del disco 35 grados ocupan las pastillas.

Para comprobar cuales son los parámetros ideales de las pastillas para este estudio en concreto se realizarán los cálculos generales de tiempos de frenada y distancia de frenada, así como también comprobar que se cumplan las condiciones impuestas de no bloqueo, que la temperatura no aumente y los ciclos de vida útil no descendan.

Como valores de diseño se escogerán el coeficiente de rozamiento disco-pastilla y el área de las pastillas.

Los resultados se compararán en la velocidad de 200 kilómetros por hora que es la más exigente. Se valorará un rango de coeficientes de entre el 0,4 y el 0,55 que son los valores más normales dentro de las pastillas de freno como se puede ver en las ilustraciones 7, 8 y 9.

Resultados con diferentes coeficientes:

- Coeficiente de 0,45

Longitud de frenado

$$L = 166,32 \text{ metros}$$

Tiempo de frenado

$$t = 5,96 \text{ segundos}$$

$$a = 9,23 \text{ m/s}^2 \text{ de desaceleración}$$

Con este coeficiente los valores anteriores son muy satisfactorios pero debido a la gran desaceleración que se produce en la motocicleta la condición de no bloqueo no puede garantizarse, la temperatura sube hasta los 620 grados y los ciclos de vida útil descenden demasiado.

- Coeficiente de 0,5

Longitud de frenado

$$L = 149,64 \text{ metros}$$

Tiempo de frenado

$$t = 5,38 \text{ segundos}$$

$$a = 10,31 \text{ m/s}^2$$

Sucede lo mismo que antes, pero de una manera más marcada, las prestaciones de la frenada se ven mejoradas, pero no se cumplen unas condiciones idóneas de uso. En este caso la temperatura aumenta hasta los 657 grados.

- Coeficiente de 0,55
Longitud de frenado

$$L = 136,04 \text{ metros}$$

Tiempo de frenado

$$t = 4,89 \text{ segundos}$$
$$a = 11,34 \text{ m/s}^2$$

Este caso es el que mejor rendimiento aporta a la frenada, pero en detrimento el aumento de su coeficiente de rozamiento hace al disco acusar una amplia subida de la temperatura. La subida de la temperatura no es para nada recomendable y por ende causa que la vida útil del disco se vea claramente reducida siendo en este caso de tan solo 101 ciclos.

- Coeficiente de 0,4
Longitud de frenado

$$L = 187,05 \text{ metros}$$

Tiempo de frenado

$$t = 6,73 \text{ segundos}$$
$$a = 8,25 \text{ m/s}^2$$

Este coeficiente desde el punto de vista del rendimiento de la frenada es el peor de los cuatro calculados, pero cumple todas las condiciones. Con este coeficiente la temperatura del disco no es excesiva y lo trata de mejor manera permitiendo una vida útil mayor.

Como resultado de esta comparativa se ve que el coeficiente de 0,4 es el que cumple mejor las condiciones de uso, aunque no de un resultado tan alto como el que puede dar el de 0,55.

Resultados obtenidos de diferentes áreas de estudio de las pastillas:

- Área de 0,00549 m²

Con esta área los resultados dados son los aportados en el apartado del coeficiente de 0,4, es decir con esta combinación se cumplen las condiciones obligadas del diseño.

- Área de 0,0050 m²

Con esta reducción del área se observa que las prestaciones de la frenada disminuyen pero que las temperaturas y ciclos de uso aumentan.

Esta relación del área con los diferentes parámetros de la frenada era de esperar, a cuanto más área de pastilla mayor será el rozamiento y mejor será la frenada pero también mayor será la temperatura y el desgaste.

Por todo esto la correcta elección del área y del coeficiente de rozamiento se debe hacer de manera simultánea.

Como resultado la mejor combinación entre los dos parámetros es mantener un coeficiente de rozamiento de 0,4 (a temperatura ambiente) y un área de 0,0055 metros cuadrados entre las dos pastillas siendo cada pastilla de 38 grados de ocupación de la circunferencia del disco y de una anchura de 27,5 milímetros.

Esta combinación da los siguientes resultados:

- A 200 kilómetros por hora

Longitud de frenado

$$L = 186,39 \text{ metros}$$

Tiempo de frenado

$$t = 6,71 \text{ segundos}$$

$$a = 8,27 \text{ m/s}^2$$

- A 150 kilómetros por hora

Longitud de frenado

$$L = 108,07 \text{ metros}$$

Tiempo de frenado

$$t = 5,19 \text{ segundos}$$

$$a = 8,03 \text{ m/s}^2$$

- A 100 kilómetros por hora

Longitud de frenado

$$L = 52,03 \text{ metros}$$

Tiempo de frenado

$$t = 3,75 \text{ segundos}$$

$$a = 7,41 \text{ m/s}^2$$

- A 50 kilómetros por hora

Longitud de frenado

$$L = 15,61 \text{ metros}$$

Tiempo de frenado

$$t = 0,75 \text{ segundos}$$

$$a = 6,18 \text{ m/s}^2$$

Se puede apreciar que los resultados obtenidos de la frenada de la motocicleta cumplen el rendimiento esperado de ella y como se verá a continuación se sitúa en unos umbrales de esfuerzos, temperatura y vida útil satisfactorios.

8.1.3. Resultados de esfuerzos mecánicos

A partir de los parámetros definidos del disco de freno y de la pastilla de freno y con los datos aportados Tabla 3 Energías por desplazamiento. y la Tabla 4 Geometría de centros de masas. aparte del dato del coeficiente de rozamiento con el asfalto y la masa del vehículo, se han calculado las tensiones que sufre el disco de freno.

Pero a la hora de ser calculados los esfuerzos a los que se enfrentaba el disco había que adecuarse en los cálculos a una presión ejercida por los pistones de la pinza sobre la pastilla que después se transmitiría al disco.

$$fr_t = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

Como queda claro en la anterior ecuación que es utilizada antes del cálculo del esfuerzo cortante debido al par de freno y del momento torsor que se genera en la frenada la presión es una variable que hay que definir.

Entonces durante el cálculo para determinar los esfuerzos se determina también de forma iterativa el valor necesario de presión sobre la pastilla para que en la frenada se cumplan los objetivos de distancia de frenado y tiempo de frenado. Después de realizar este proceso de cálculo se llegó a los siguientes resultados de presión ejercida sobre las pastillas:

- A 200 kilómetros por hora se requerían 335000 pascales de presión y esto generó 37,7 kilogramos de fuerza sobre el disco, 132,7 Newton metro de par y 604 N/mm² de esfuerzo cortante por el par torsor.
- A 150 kilómetros por hora de velocidad se requerían 325000 pascales de presión generando una fuerza de presión sobre el disco de 36 kilogramos, 128,8 Newton metro de par y 586 N/mm² de esfuerzo cortante por el par torsor.
- A 100 kilómetros por hora se requerían 300000 pascales de presión generando una fuerza de presión sobre el disco de 33,7 kilogramos, 118,9 Newton metro de par y 541 N/mm² de esfuerzo cortante por el par torsor.
- A 50 kilómetros por hora se requerían 250000 pascales de presión generando una fuerza de presión sobre el disco de 28,1 kilogramos, 99,1 Newton metro de par y 451 N/mm² de esfuerzo cortante por el par torsor.

Una vez obtenidos todos estos resultados se pudo determinar la distribución de masas en la frenada que servirá más adelante para calcular el análisis térmico.

Las distribuciones de masas en la frenada fueron las siguientes:

	200 km/h	150 km/h	100 km/h	50 km/h
rueda delantera (kg)	412,381868	406,226248	390,837199	360,059099
rueda trasera (kg)	25,6181318	31,7737517	47,1628015	77,9409011

Tabla 12 Distribuciones de peso en la frenada.

Con ellas se pudo comprobar que se cumplía la condición de no bloqueo explicada en el apartado Proceso de cálculo fuerzas del frenado.

8.1.4. Resultados del análisis térmico.

Mediante la obtención de estos resultados fue posible obtener las temperaturas que podía llegar a alcanzar en la frenada y su consiguiente enfriamiento, así como también el calor disipado por convección y su vida útil.

8.1.4.1. Temperaturas y curva de enfriamiento.

A partir de los resultados obtenidos, de los datos de partida de la Tabla 3 Energías por desplazamiento. y siguiendo la metodología de cálculo explicada en el apartado 7, se obtuvieron los siguientes resultados:

- Para una velocidad de 200 Km/h.

Energía para disipar	709722,2222	J
Energía eje delantero	668211,3606	J
Energía disco delantero	467747,9524	J
Calor generado (q)	12634384,8	W/m ²
Calentamiento de las caras del disco	585,7783156	°C

Tabla 13 Temperaturas y enfriamiento 200km/h.

Siendo la curva de enfriamiento:

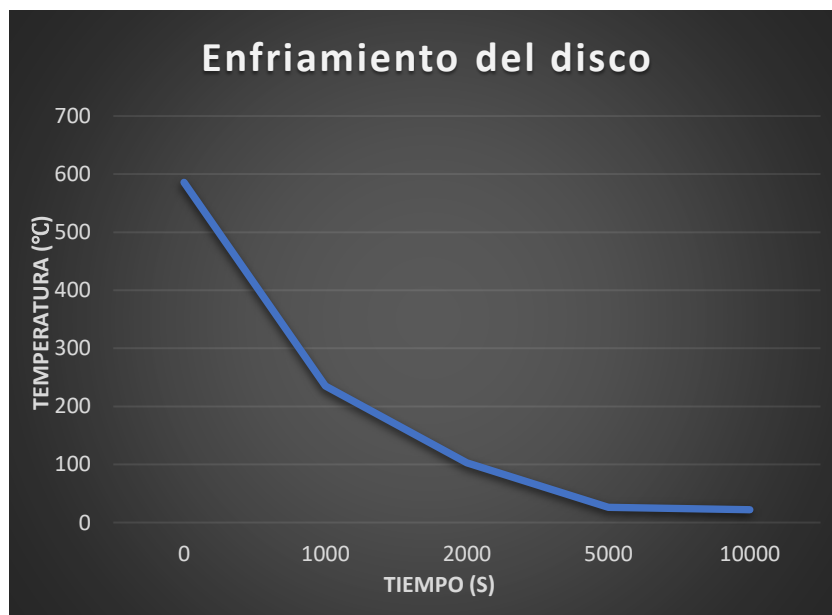


Ilustración 13 Curva de enfriamiento 200Km/h.

- Para una velocidad de 150 Km/h.

Energía para disipar	399218,75	J
Energía eje delantero	370258,2993	J
Energía disco delantero	259180,8095	J
Calor generado (q)	9055706,475	W/m ²
Calentamiento de las caras del disco	324,5818549	°C

Tabla 14 Temperaturas y enfriamiento 150km/h.

Siendo la curva de enfriamiento:

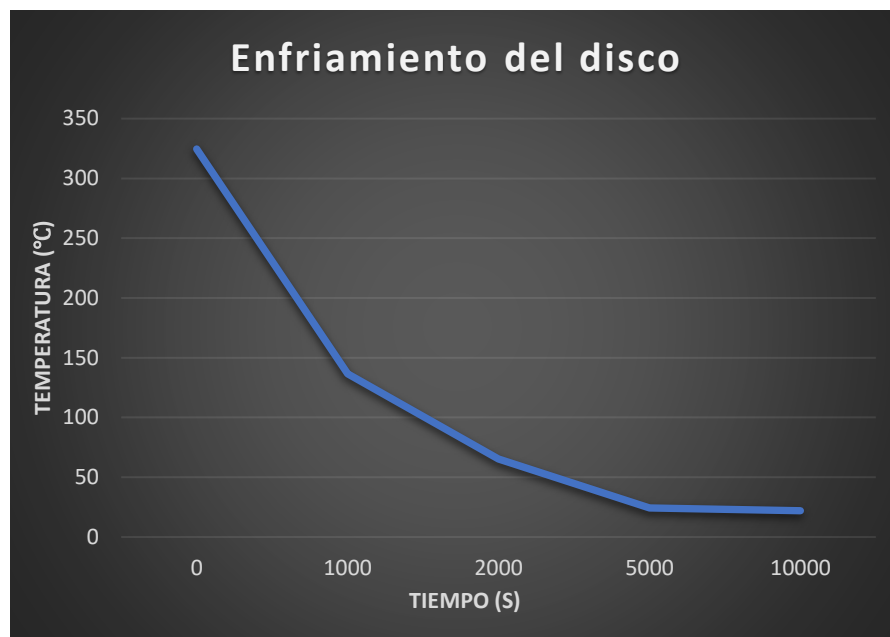


Ilustración 14 Curva de enfriamiento 150Km/h.

- Para una velocidad de 100 km/h.

Energía para disipar	177430,5556	J
Energía eje delantero	158325,254	J
Energía disco delantero	110827,6778	J
Calor generado (q)	5361630,507	W/m ²
Calentamiento de las caras del disco	138,7936603	°C

Tabla 15 Temperaturas y enfriamiento 100km/h.

Siendo la curva de enfriamiento:

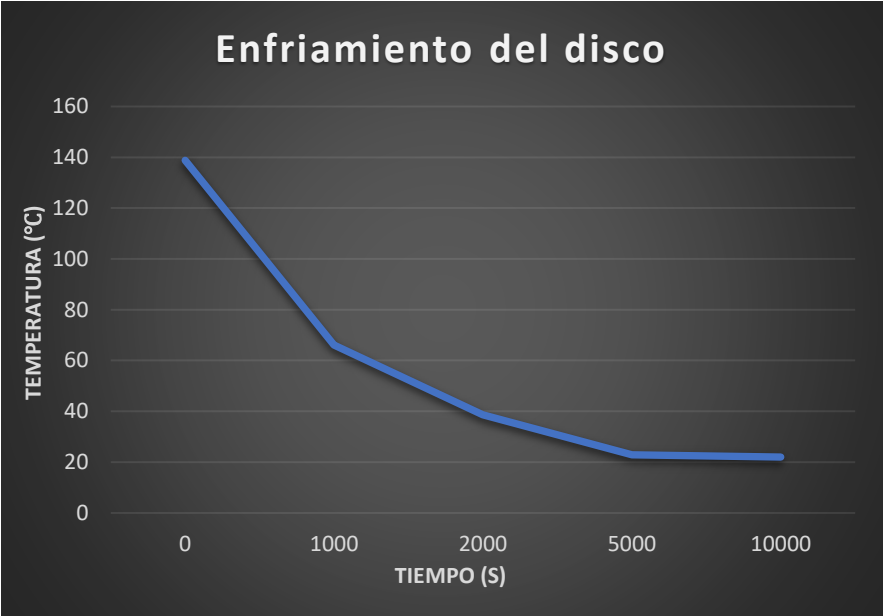


Ilustración 15 Curva de enfriamiento 100Km/h.

- Para una velocidad de 50 km/h.

Energía para disipar	44357,63889	J
Energía eje delantero	36464,31846	J
Energía disco delantero	25525,02292	J
Calor generado (q)	6174258,285	W/m^2
Calentamiento de las caras del disco	31,96594417	°C

Tabla 16 Temperaturas y enfriamiento 50km/h.

Siendo la curva de enfriamiento:

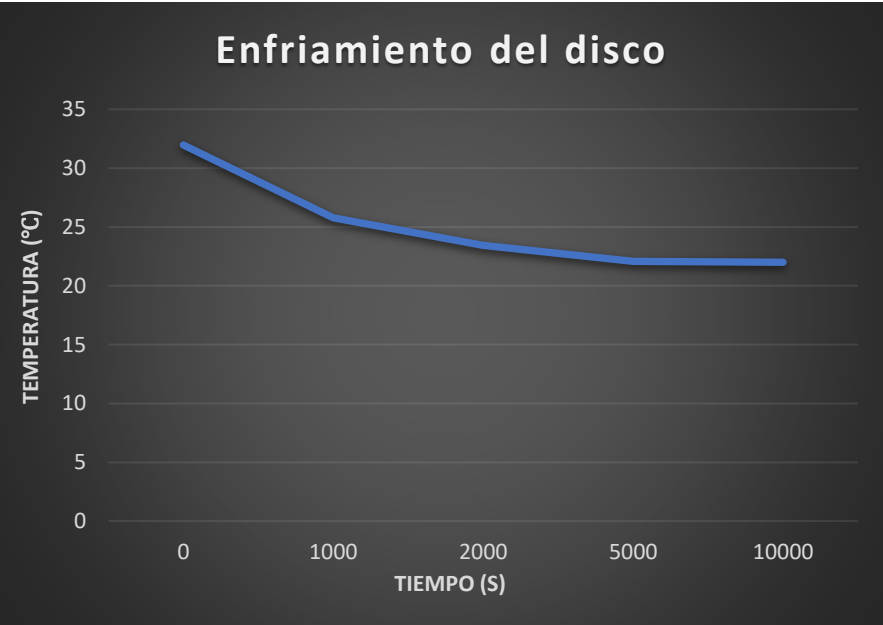


Ilustración 16 Curva de enfriamiento 100Km/h.

Los resultados obtenidos para el enfriamiento de las superficies del disco de freno son en un caso particular en el que después de la frenada el vehículo permanezca parado y el aire que normalmente circula a través del disco cuando la moto está en movimiento no lo haga y no refrigere el disco.

8.1.4.2. Calores disipados por convección.

A partir de los datos de las temperaturas que alcanzan las superficies del disco se pasó a calcular el calor que puede llegar a ser disipado por convección. Para cada una de las velocidades el resultado es diferente y la hipótesis en su resolución fue que dependiendo a la velocidad a la cual se movía la moto se aplicaba la velocidad del aire. Entonces si la moto se movía a unos 100 kilómetros por hora el viento que pasase a través del disco iría a esa velocidad.

Los resultados del calor disipado por convección lateral y frontal son los siguientes:

- Para una velocidad de 50 km/h.

Convección lateral

$$\begin{aligned} \text{Re} &= 275508,88 \\ \text{Nu} &= 580,95 \\ h &= 91,277 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C} \\ A_s &= 0,0377 \text{ m}^2 \\ Q &= 109,99 \text{ W} \end{aligned}$$

Convección frontal

$$\begin{aligned} \text{Re} &= 210683,26 \\ \text{Nu} &= 468,11 \\ h &= 36,777 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C} \\ A_s &= 0,00588 \text{ m}^2 \\ Q &= 6,906 \text{ W} \end{aligned}$$

- Para una velocidad de 100 km/h.

Convección lateral

$$\begin{aligned} \text{Re} &= 551017,76 \\ \text{Nu} &= 1015,01 \\ h &= 159,48 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C} \\ A_s &= 0,0377 \text{ m}^2 \\ Q &= 834,44 \text{ W} \end{aligned}$$

Convección frontal

$$\begin{aligned} \text{Re} &= 421366,52 \\ \text{Nu} &= 817,864 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h &= 64,25 \text{ W/m}^2\text{*}^\circ\text{C} \\As &= 0,00588 \text{ m}^2 \\Q &= 52,39 \text{ W}\end{aligned}$$

- Para una velocidad de 150 km/h.

Convección frontal

$$\begin{aligned}Re &= 632049,79 \\Nu &= 1133,54 \\h &= 89,05 \text{ W/m}^2\text{*}^\circ\text{C} \\As &= 0,00588 \text{ m}^2 \\Q &= 169,80 \text{ W}\end{aligned}$$

Convección lateral

$$\begin{aligned}Re &= 826526,64 \\Nu &= 1406,76 \\h &= 221,028 \text{ W/m}^2\text{*}^\circ\text{C} \\As &= 0,0377 \text{ m}^2 \\Q &= 2704,59 \text{ W}\end{aligned}$$

- Para una velocidad de 200 Km/h.

Convección frontal

$$\begin{aligned}Re &= 842733,05 \\Nu &= 1428,93 \\h &= 112,26 \text{ W/m}^2\text{*}^\circ\text{C} \\As &= 0,00588 \text{ m}^2 \\Q &= 386,30 \text{ W}\end{aligned}$$

Convección lateral

$$\begin{aligned}Re &= 1102035,5 \\Nu &= 1773,36 \\h &= 278,63 \text{ W/m}^2\text{*}^\circ\text{C} \\As &= 0,0377 \text{ m}^2 \\Q &= 6153 \text{ W}\end{aligned}$$

8.1.5. Resultados cálculo vida útil.

Una vez obtenidos y definidos todos los parámetros anteriores se da el paso de calcular la cantidad de ciclos de frenada que aguantará el disco de freno en esas condiciones de uso.

Velocidad de desplazamiento (km/h)	Número de ciclos
200	21554,4528
150	32988,17039
100	101949,024
50	1322200,6

Tabla 17 Vida útil del disco de freno.

Con estos cálculos previos al análisis realizado a ordenador se puede realizar un modelo inicial a ordenador más ajustado y con los parámetros de diseño más acotados.

Para una visualización de más resultados intermedios de cada uno de los apartados de cálculo del punto 9.1. Prediseño mediante cálculos, véase el documento de Anexos de Cálculos. En dicho documento se presentarán resultados intermedios explicados y gráficas explicativas y comparativas entre las velocidades.

8.2. Diseños finales.

8.2.1. Diseño inicial

El disco de inicio para el diseño de Solidworks será de un espesor de 5,5 mm y casi completamente macizo para empezar el diseño desde un modelo sencillo. Los radios se cumplirán los especificados en el prediseño, 170 mm y 130 mm de radio exterior e interior respectivamente.

- Las propiedades del disco serán:

Propiedades		
Módulo elástico en X	2090405.5	kgf/cm ²
Coeficiente de Poisson en XY	0.32	N/D
Módulo cortante en XY	815768	kgf/cm ²
Densidad de masa	0.00785	kg/cm ³
Límite de tracción en X	11.318.781	kgf/cm ²
Límite elástico	7.239.941	kgf/cm ²
Coeficiente de expansión térmica en X	1.23e-05	/°C
Conductividad térmica en X	0.106358	cal/(cm·s·°C)
Calor específico	113.528	cal/(kg·°C)

Tabla 18 Propiedades iniciales del disco.

- El disco inicial será este:

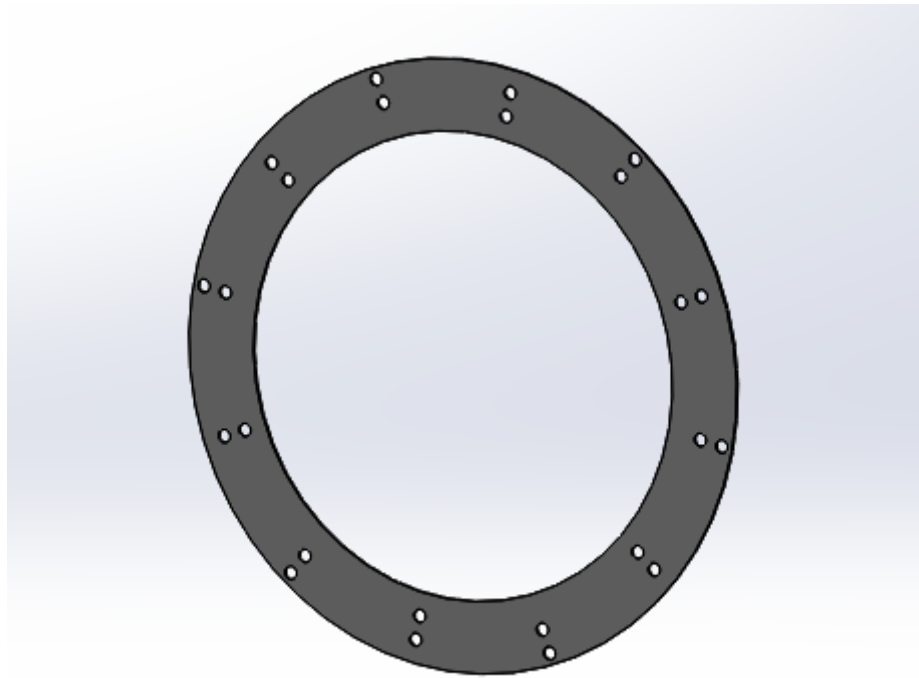


Ilustración 17 Disco inicial Solidworks.

La primera comprobación que se le realizó al modelo fue la fuerza que resistiría en caso de que no se acoplasen a hacer la presión las pastillas a la vez. Este suceso suele ser común a lo largo del tiempo por pequeños desajustes y puede producir deformaciones en el disco.

En este caso se simuló el peor momento en el que se pudiese colocar al disco y es que solo se le aplicara presión sobre una de sus caras y sobre el completo de esta, que en realidad es solo sobre una parte del ancho, esto se hizo para siempre diseñar desde el lado de la seguridad.

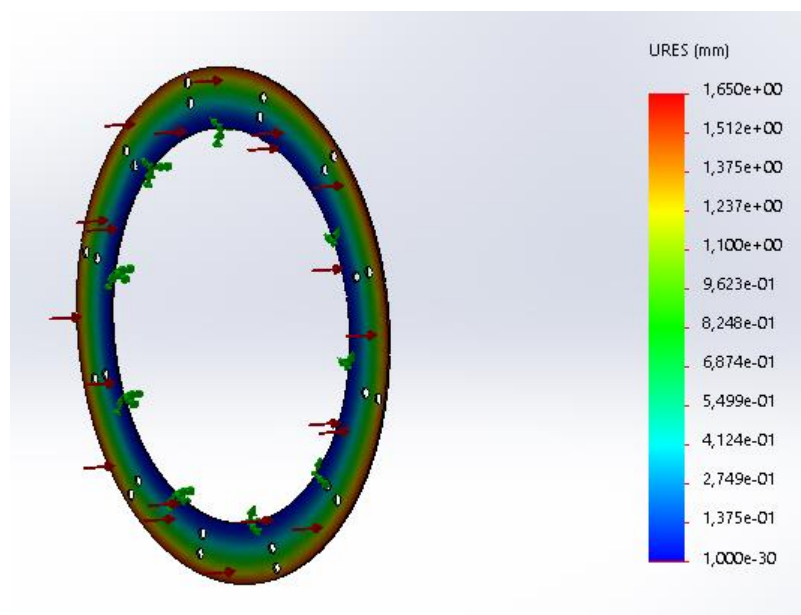


Ilustración 18 Deformaciones laterales.

Como se puede observar en la ilustración anterior era obvio que los mayores desplazamientos en este caso iban a estar en la periferia del disco, pero como se ve y aun habiendo escogido un caso que supera con creces la realidad el disco se deforma de forma máxima 1,65 mm lo cual es un valor que se debe mejorar aunque en condiciones normales la fuerza que se le ha aplicado ahora solo actuaría en muy poco tiempo lo cual produciría unas deformaciones muchísimo menores.

Para realizar un estudio de las deformaciones debidas al giro del sistema se le añadió un eje para satisfacer las necesidades del programa.

En esta primera ilustración se pueden observar la tensión de Von Mises generada en el disco habiéndose empleado los esfuerzos calculados a una velocidad de 200 kilómetros por hora.

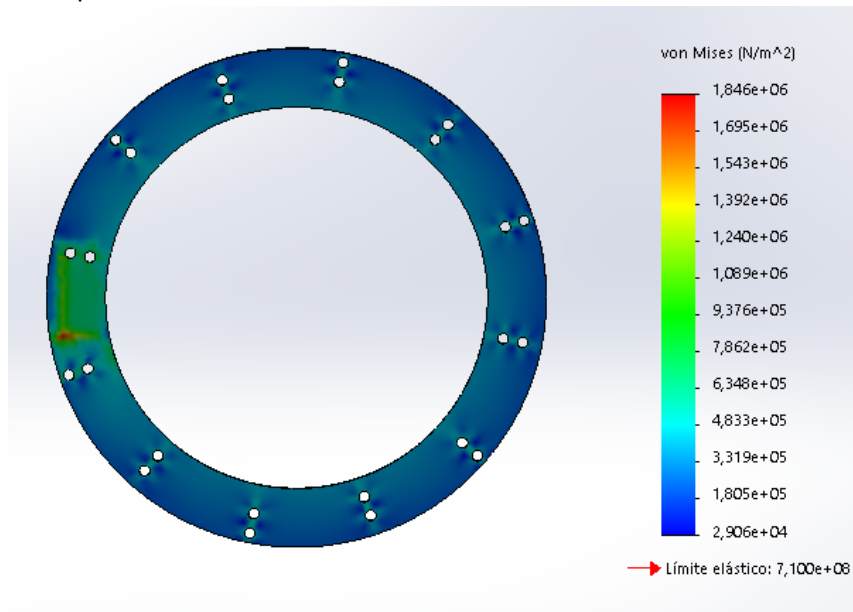


Ilustración 19 Tensión de Von Mises disco inicial.

Como es de esperar en esta primera simulación la mayoría de las tensiones se encuentran en la parte interna del disco y en la realidad y por las limitaciones con el programa Solidworks la pastilla simulada como presión en la parte izquierda de la fotografía debería ser constante a lo largo de la circunferencia del disco.

Respecto a los desplazamientos iniciales con las cargas máximas son los esperados, es decir no son grandes desplazamientos, lo que ejemplifica que este no suele ser el factor de diseño más importante ni el lugar de fallo de los discos.

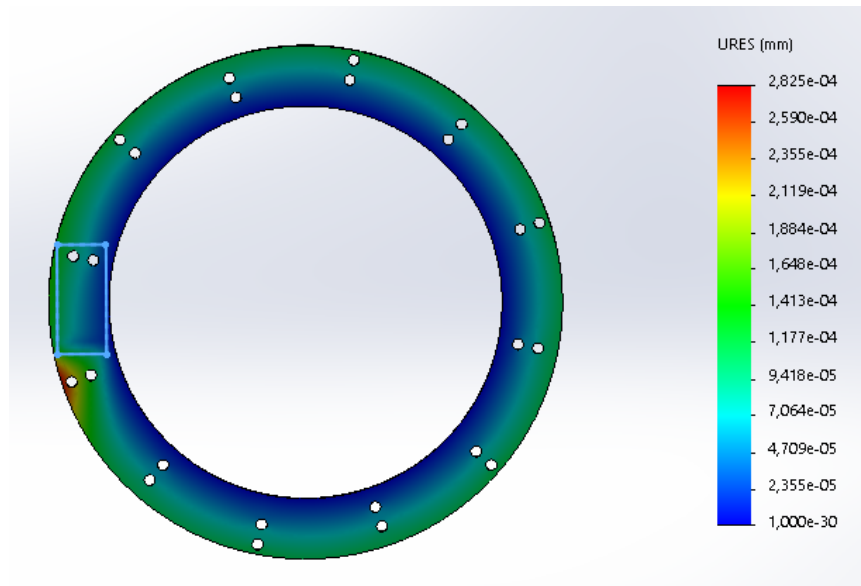


Ilustración 20 Desplazamientos disco inicial.

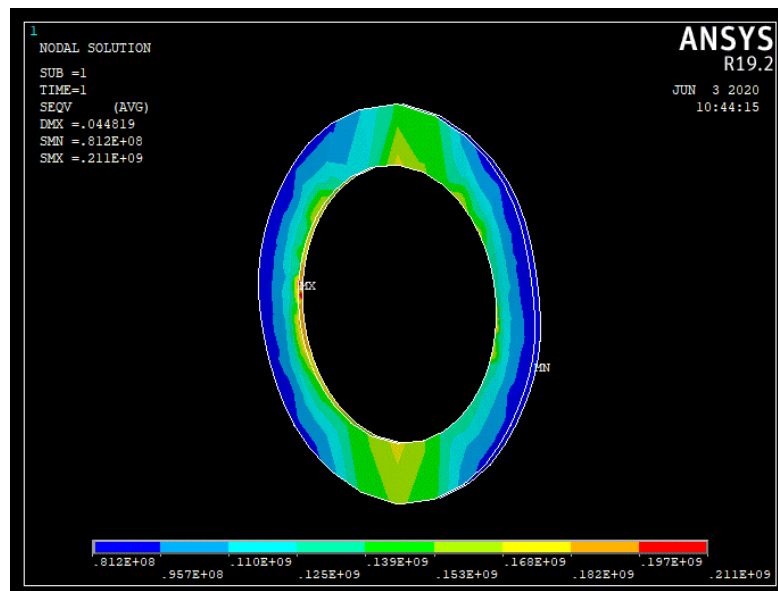
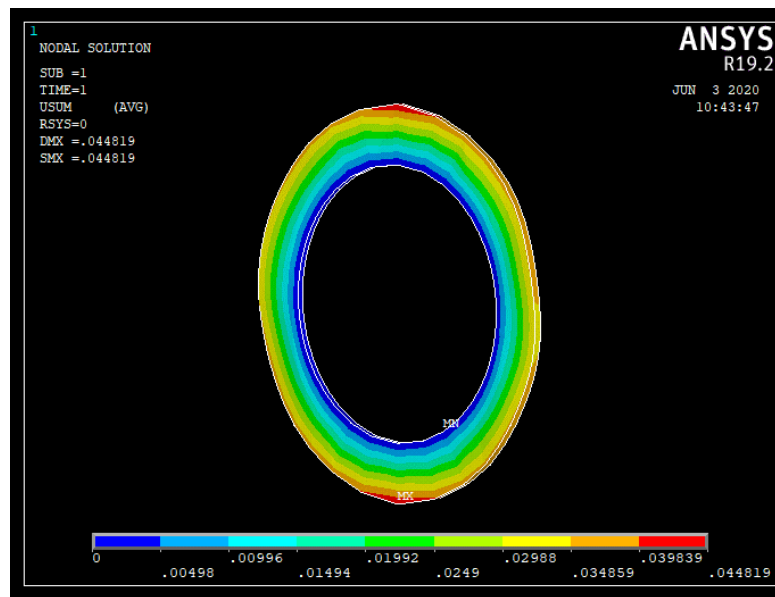
Para más información sobre lo análisis a solidworks véase documento de Anexos de cálculos del punto 2.1. al 2.3.

Para ahondar más en el análisis se sometió a este modelo de disco de freno a un análisis térmico y estructural al mismo tiempo.

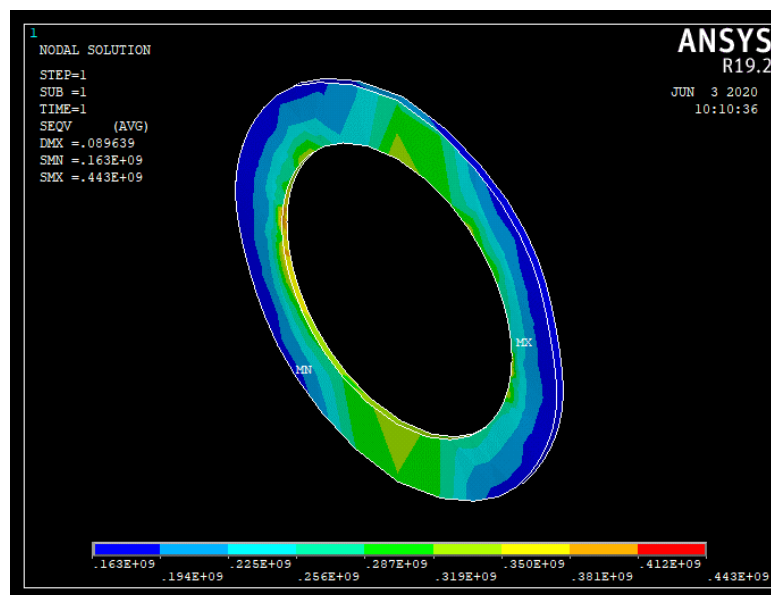
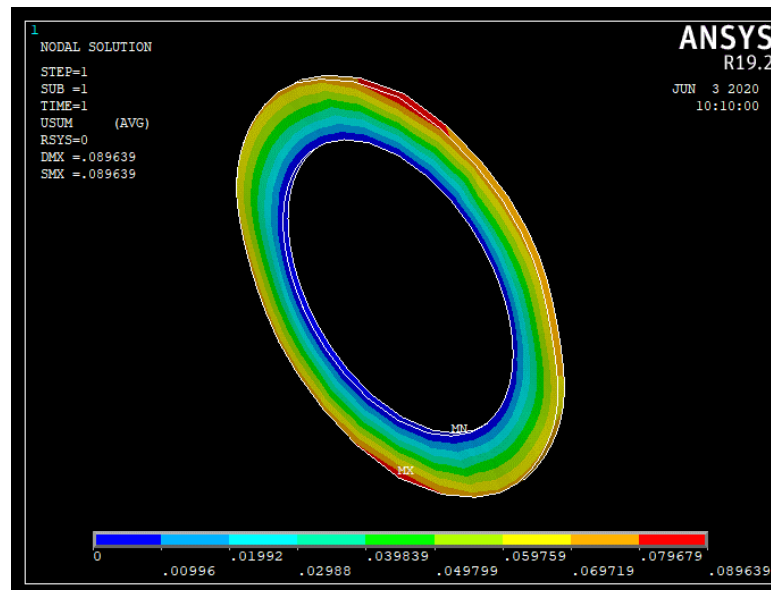
Esto fue realizado mediante el programa Ansys. Se le introdujeron los diferentes picos de temperaturas a los que podría llegar a trabajar, aunque sea por un corto espacio de tiempo. Es decir, se le atribuyeron las cargas solicitantes mayores del prediseño realizado a Excel juntamente con un rango de valores de temperatura y de disipación del calor.

De este análisis se obtuvieron los siguientes resultados:

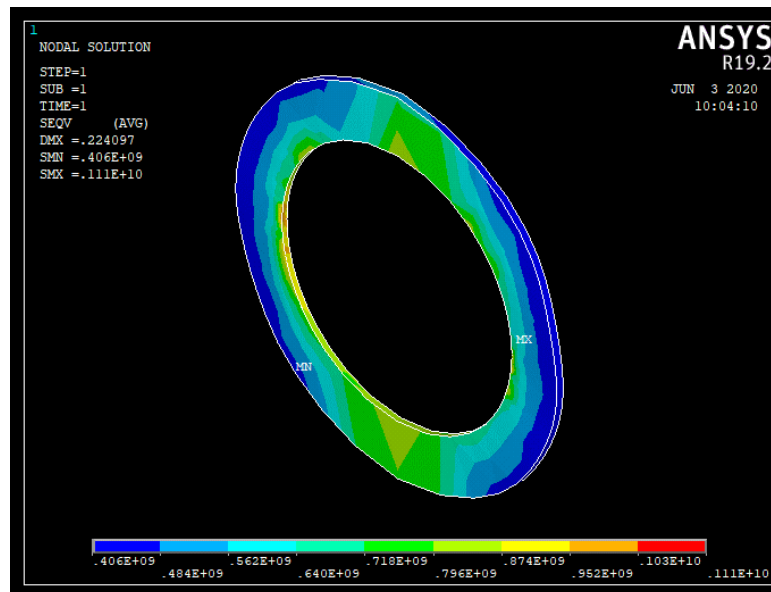
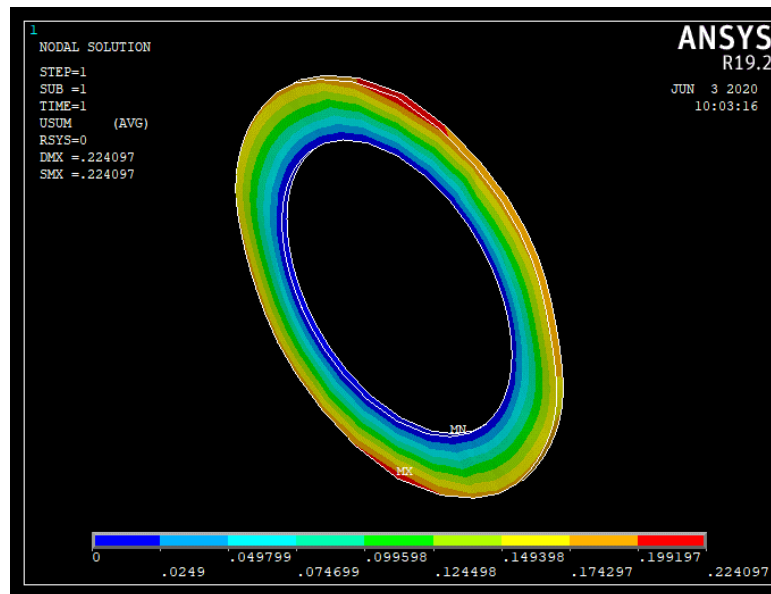
- Desplazamientos y tensión de Von Mises a 50 grados centígrados.



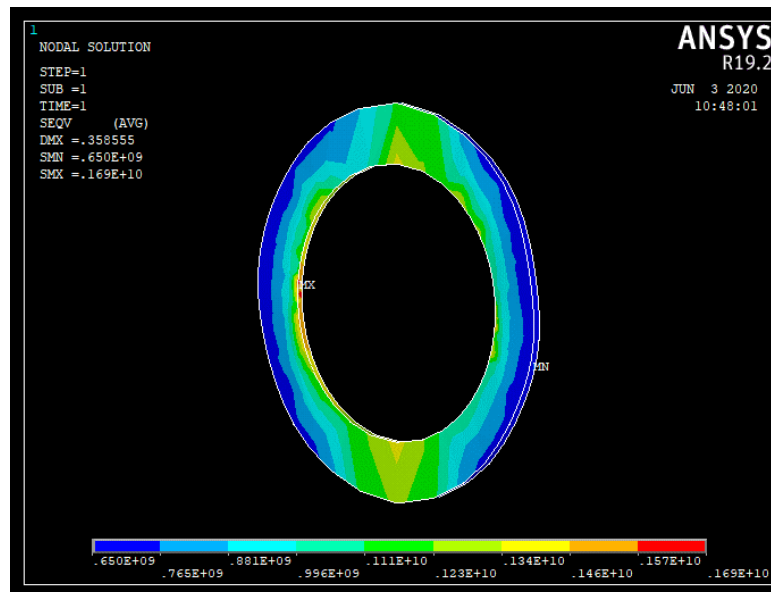
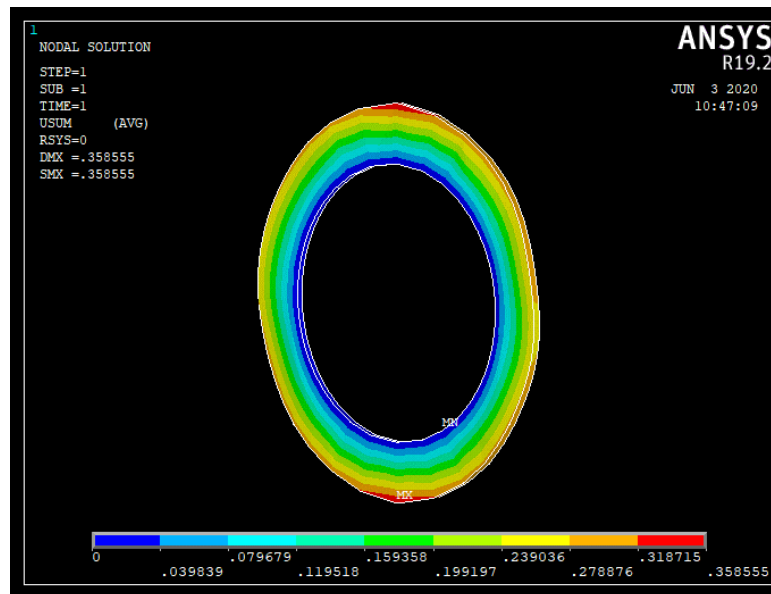
- Desplazamientos y tensión de Von Mises a 100 grados centígrados.



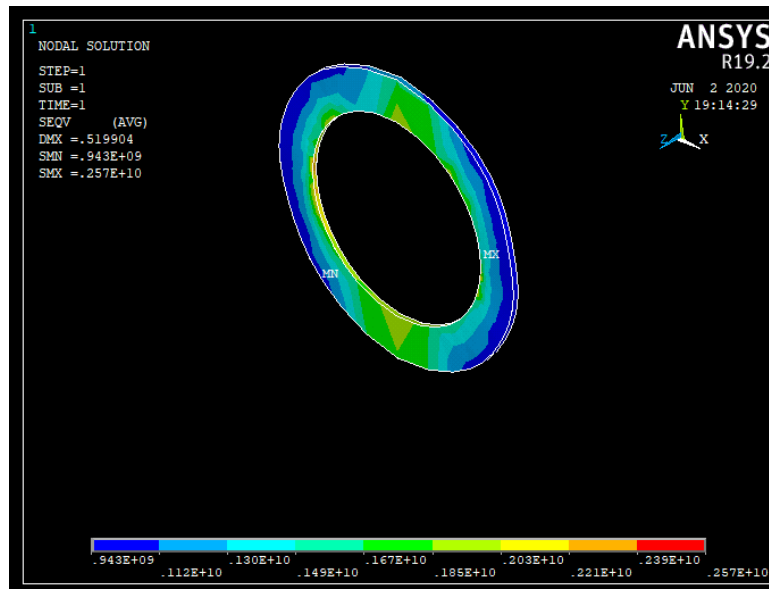
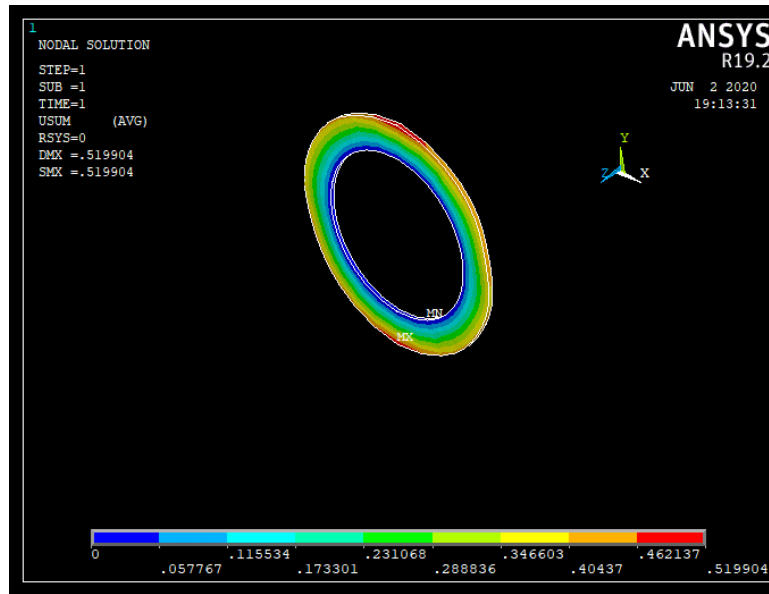
- Desplazamientos y tensión de Von Mises a 250 grados centígrados.



- Desplazamientos y tensión de Von Mises a 400 grados centígrados.



- Desplazamientos y tensión de Von Mises a 580 grados centígrados.



Los resultados obtenidos son medido en Pascales en el caso de la tensión de Von Mises y en milímetros en caso de los desplazamientos.

Como se ha podido observar de los resultados de las fotografías anteriores el efecto de la temperatura realiza un gran cambio en las deformaciones que sufre el disco y en sus esfuerzos. Esto queda claramente identificado al comparar los valores entre el estudio realizado con el programa Solidworks y el Ansys. Aunque también se ha tenido en cuenta la temperatura en unos estudio posteriores en el Solidworks, para ver más información sobre dichos estudios vease el anexo de cálculo punto 2.2. Cálculos realizados a ordenador.

Respecto a las tensiones queda patente que la zona más solicitada es la parte interior del disco y en las las deformaciones como era de esperar es la parte de la periferia y esto es debido a que el flujo de calor se desplaza hacia afuera y es en ella donde más se notan las fuerzas de frenado.

Un dato aclarativo es que las simulaciones anteriormente expuestas son estudios en los que el disco se encuentre durante toda la frenada a esa temperatura. Esto no es del todo correcto pero sirve como una ejemplificación de los valores que se podrían llegar a producir con un uso prolongado a esas sollicitaciones.

Vistos que los resultados de los análisis son mejorables se pasará a mejorar el diseño. La mejora constará en los mismos parámetros definidos en el prediseño:

- Se empleará un material con unas propiedades mejoradas.
- Se reducirá un poco el área de fricción lo que presumiblemente hará que los efectos debidos a las temperaturas disminuyan.
- Y para una mejora respecto a las tensiones en la parte interna del disco y basados en los discos de competición se le diseñará con unos pasadores que unan la parte exterior del disco con la interior.

8.2.2. Diseño final

El diseño final implementará unas mejoras conocidas a través del prediseño y de los diversos modelos que han sido ensayados a ordenador.

Como se vio que se debían mejorar los resultados obtenidos anteriormente se pasó a utilizar un material más robusto y con mejores propiedades para este uso para así poder mejorar la prestación del disco de freno bajando incluso su masa.

Las propiedades del material utilizado son las siguientes:

Propiedades		
Módulo elástico	2.15e+11	N/m ²
Coeficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	7.9e+10	N/m ²
Densidad de masa	7700	kg/m ³
Límite de tracción	850000000	N/m ²
Límite elástico	785000000	N/m ²
Coeficiente de expansión térmica	1.1e-05	/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	540	J/(kg·K)

Tabla 19 Propiedades acero disco final.

Y el diseño del disco habiéndose rebajado la masa con respecto al inicial es el siguiente:



Ilustración 21 Disco de freno final.

El guion de cálculo seguido para este diseño es exactamente el mismo que para el otro.

Primero se comprobaron las deformaciones laterales debidas a un posible mal uso de la pinza de freno y sus pistones y como ensayo de seguridad para ver su posible deformación en ese plano.

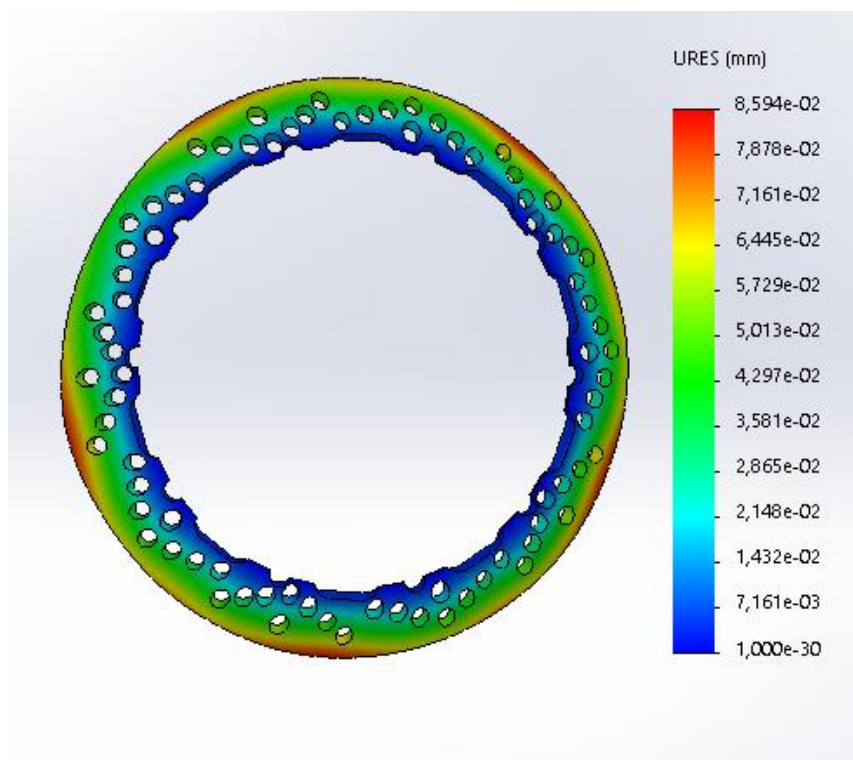


Ilustración 22 Deformaciones mal acople de las pastillas

Como se puede observar gracias al cambio de componente las deformaciones sufren una gran disminución de su longitud y es que se pasa de 1,65 mm a tan solo 0,086 milímetros.

Una vez obtenida esta comprobación y a modo de comparación entre modelos, se pasó a calcular las tensiones y deformaciones generadas debidas al frenado del disco. Se introdujeron los parámetros del giro y de la fuerza aplicada por las pastillas de freno y varias cargas de temperatura que simulasen diferentes posibilidades de las condiciones del freno.

Todos estos análisis se realizaron con las cargas obtenidas del prediseño a 200 kilómetros por hora para que fuese la situación más exigente.

Entonces los resultados de las tensiones y de las deformaciones para las diferentes situaciones de temperaturas son los siguientes:

- En temperatura ambiente:

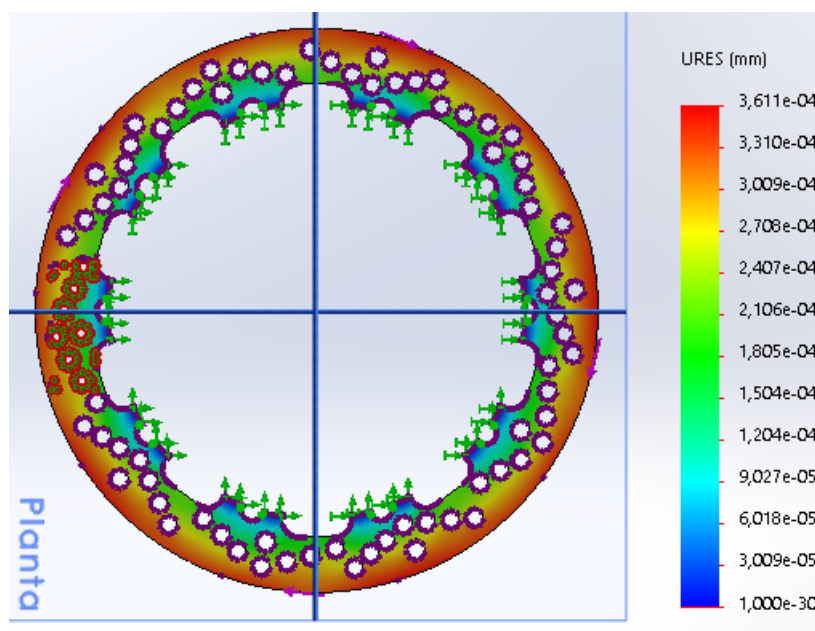


Ilustración 23 Deformación disco final T ambiente.

- Incremento de la temperatura en 300 grados centígrados debido a fricción:

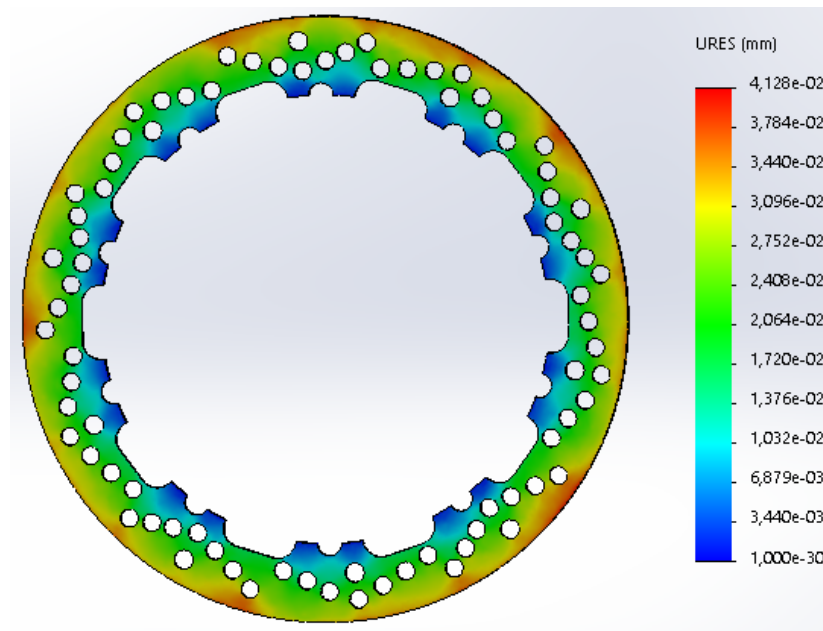


Ilustración 24 Deformación disco final T 300 grados.

- Incremento de 500 grados centígrados debidos a la fricción:

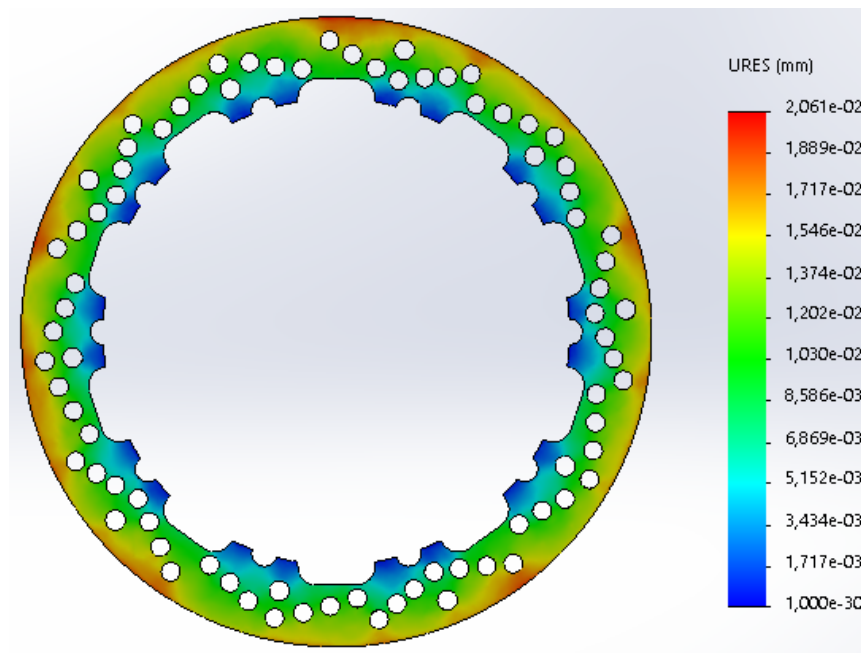
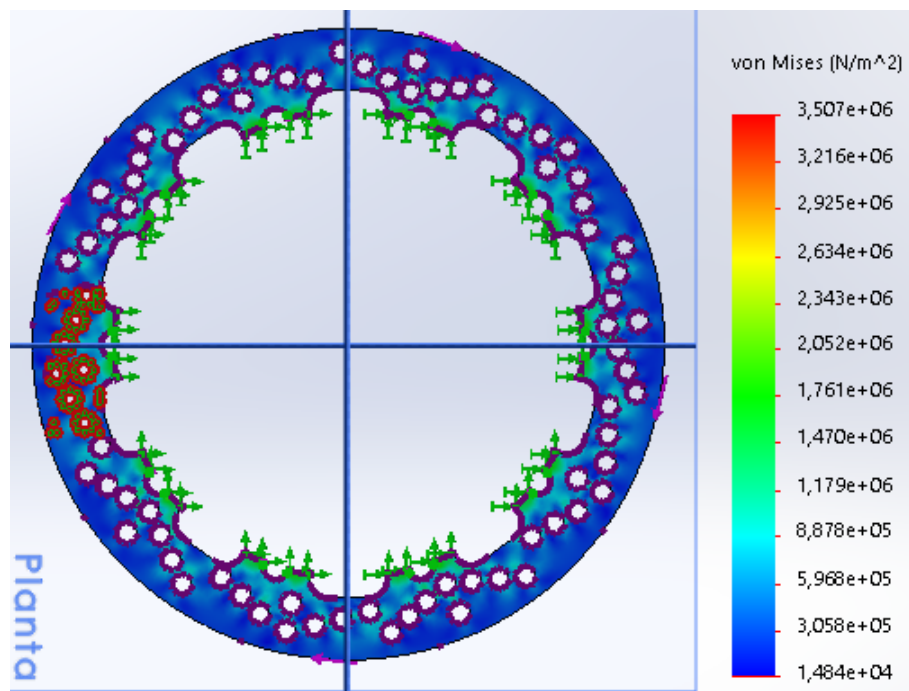


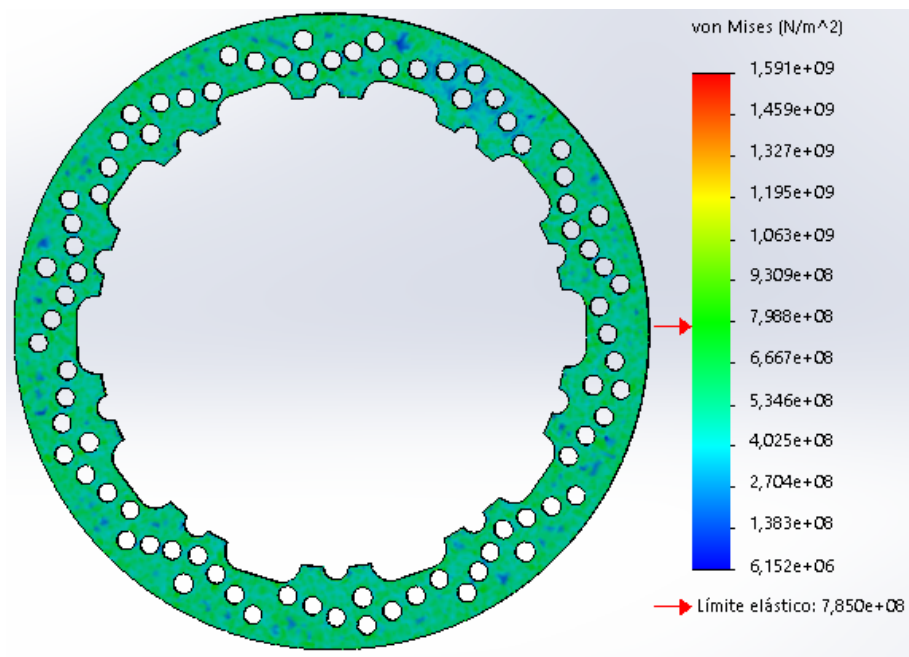
Ilustración 25 Deformación disco final T 500 grados.

De estos mismos estudios también se obtuvieron la tensión de Von Mises generada en el disco por la frenada:

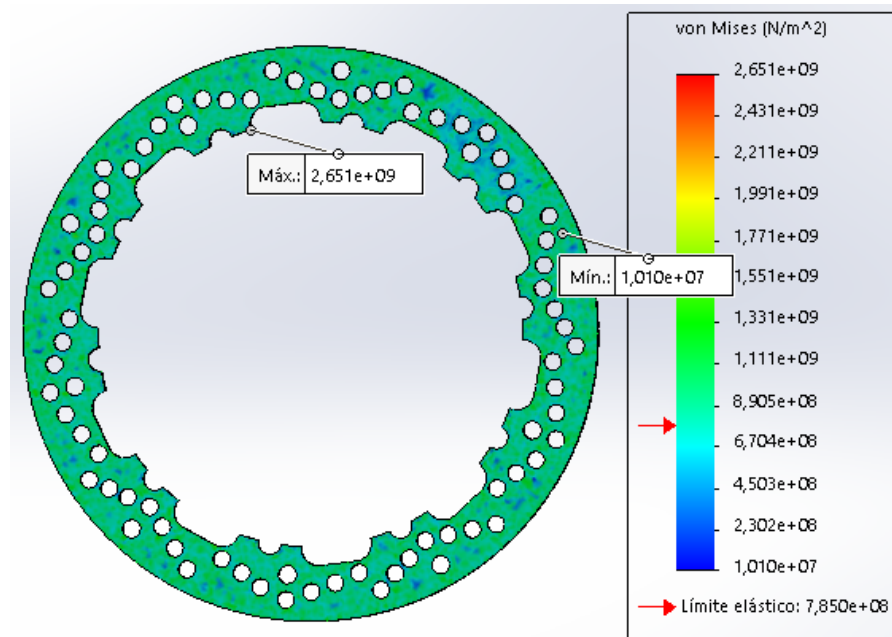
- A temperatura ambiente:



- Con un aumento de 300 grados debidos a la fricción:



- Con un aumento de 500 grados debidos a la fricción:



Para ver más información sobre estos ensayos véase el Anexo de cálculos del apartado 2.4. al 2.6.

Como puede ser apreciado a simple vista este modelo reparte mejor las tensiones que se generan en el disco y mejora el ámbito de los desplazamientos producidos gracias a también el cambio de material, utilizando ahora uno de gran dureza y calidad.

La tensión máxima generada se encuentra normalmente en la zona interior del disco debido al par de frenada generado por la fricción disco-pastilla. Gracias a la geometría que mejora la transmisión de estas tensiones no se genera ningún punto de altas tensiones en donde pudiera darse un fallo.

En el ámbito de los desplazamientos esta mejor transmisión de las tensiones también juega una baza importante a parte de la mejora del material como ya se ha explicado antes. Gracias a esta mejora el disco si cumple con unos baremos aceptables.

Para obtener más datos sobre el diseño del disco de freno final ha sido realizado un análisis mediante Ansys para contrastar los resultados. Se aplicaron las mismas cargas sobre el modelo o al menos unas equivalentes que dieran el mismo resultado. En este análisis además se valoró el pequeño desplazamiento que se permite en el diseño final en los orificios de los pasadores, esto se permite para reducir tensiones cortantes en la frenada sobre los pasadores y así se

reducen también tensiones sobre el disco de freno. Y como ya se ha explicado las fuerzas simuladas son las respectivas a una frenada de una velocidad de 200 kilómetros por hora.

- Resultados de la frenada a 100 grados centígrados.

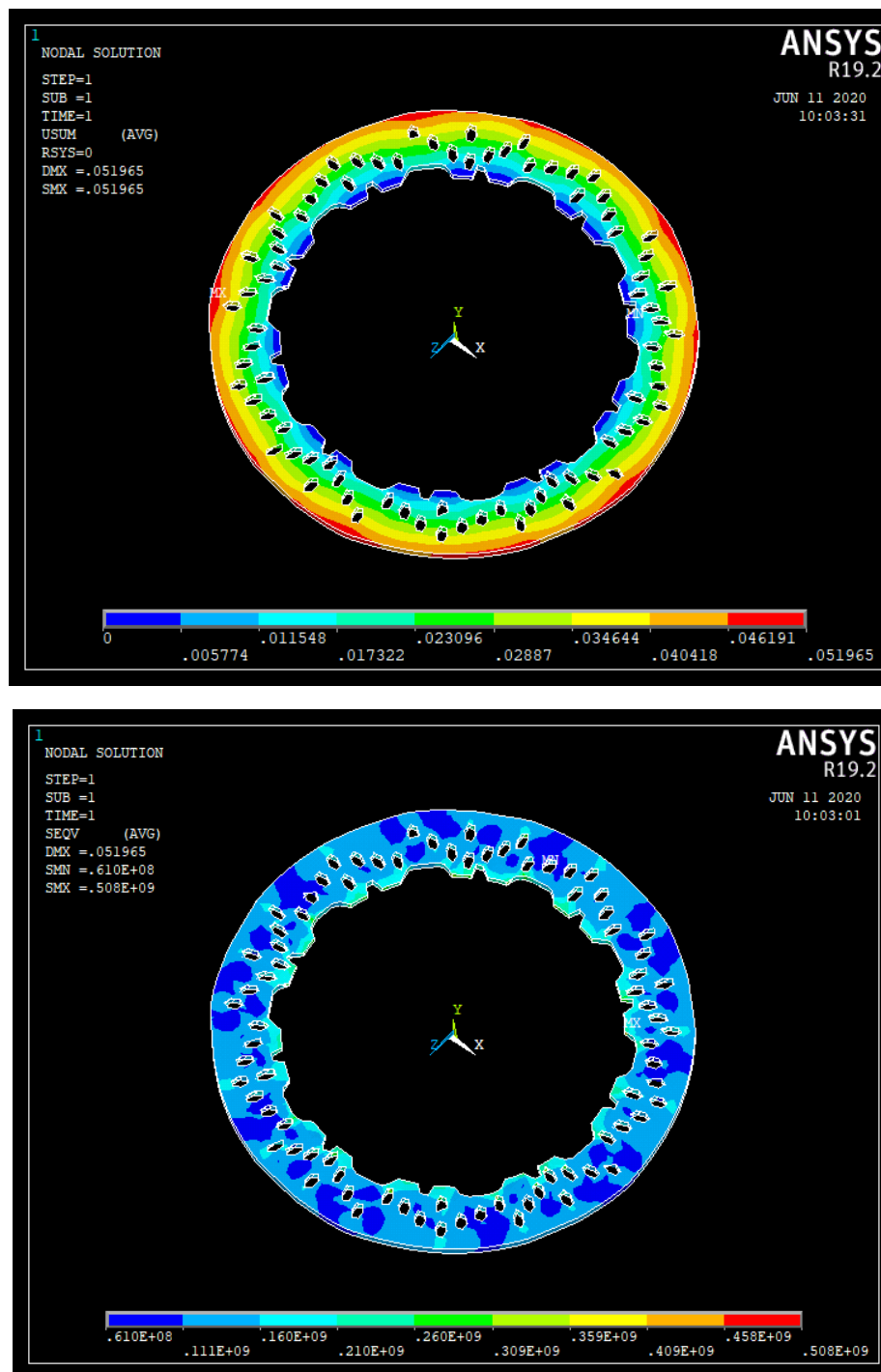


Ilustración 26 Resultados Ansys disco final T-100.

- Resultados de la frenada a 300 grados centígrados.

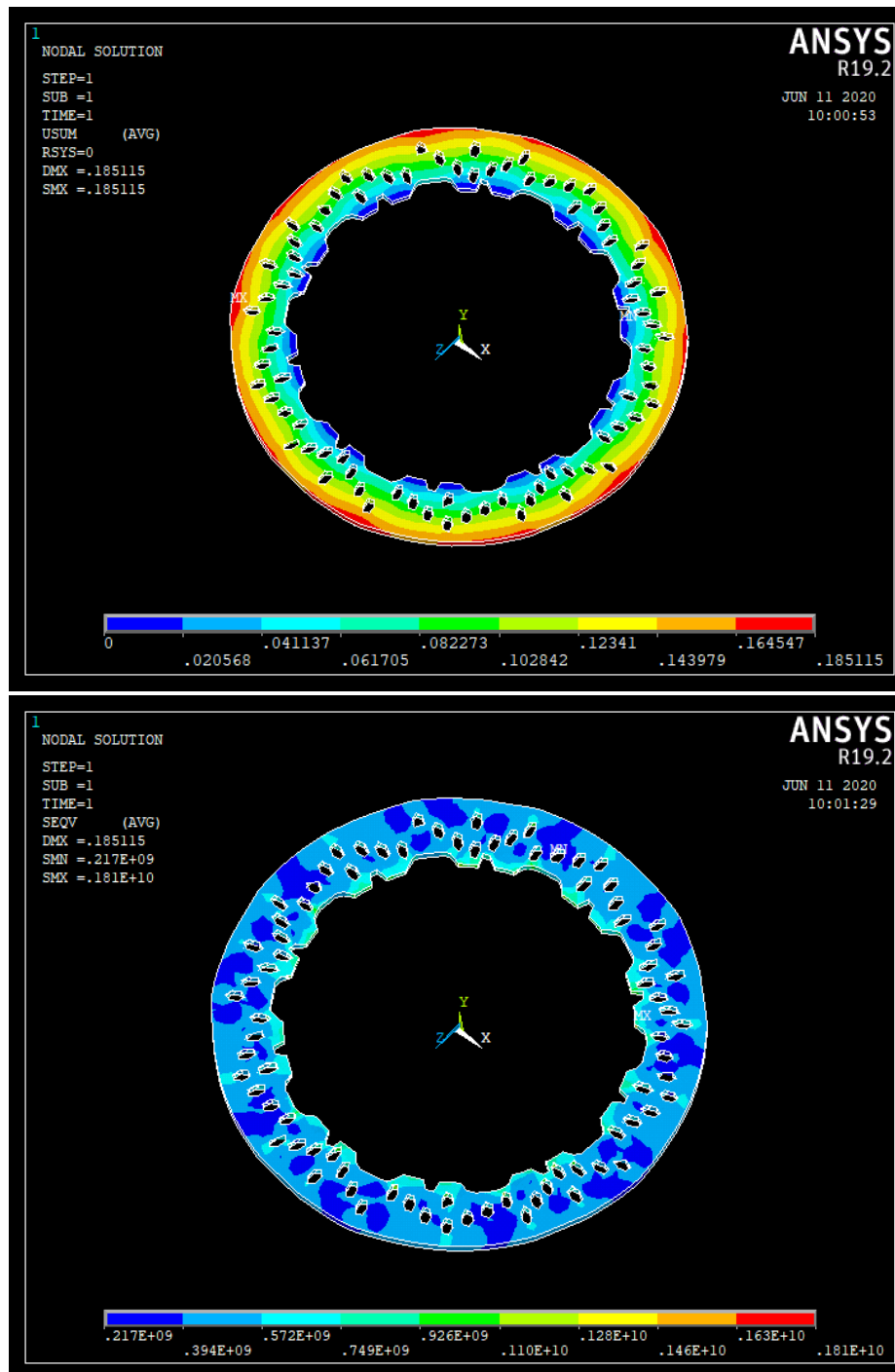


Ilustración 27 Resultados Ansys disco final T-300.

- Resultados de la frenada a 500 grados centígrados.

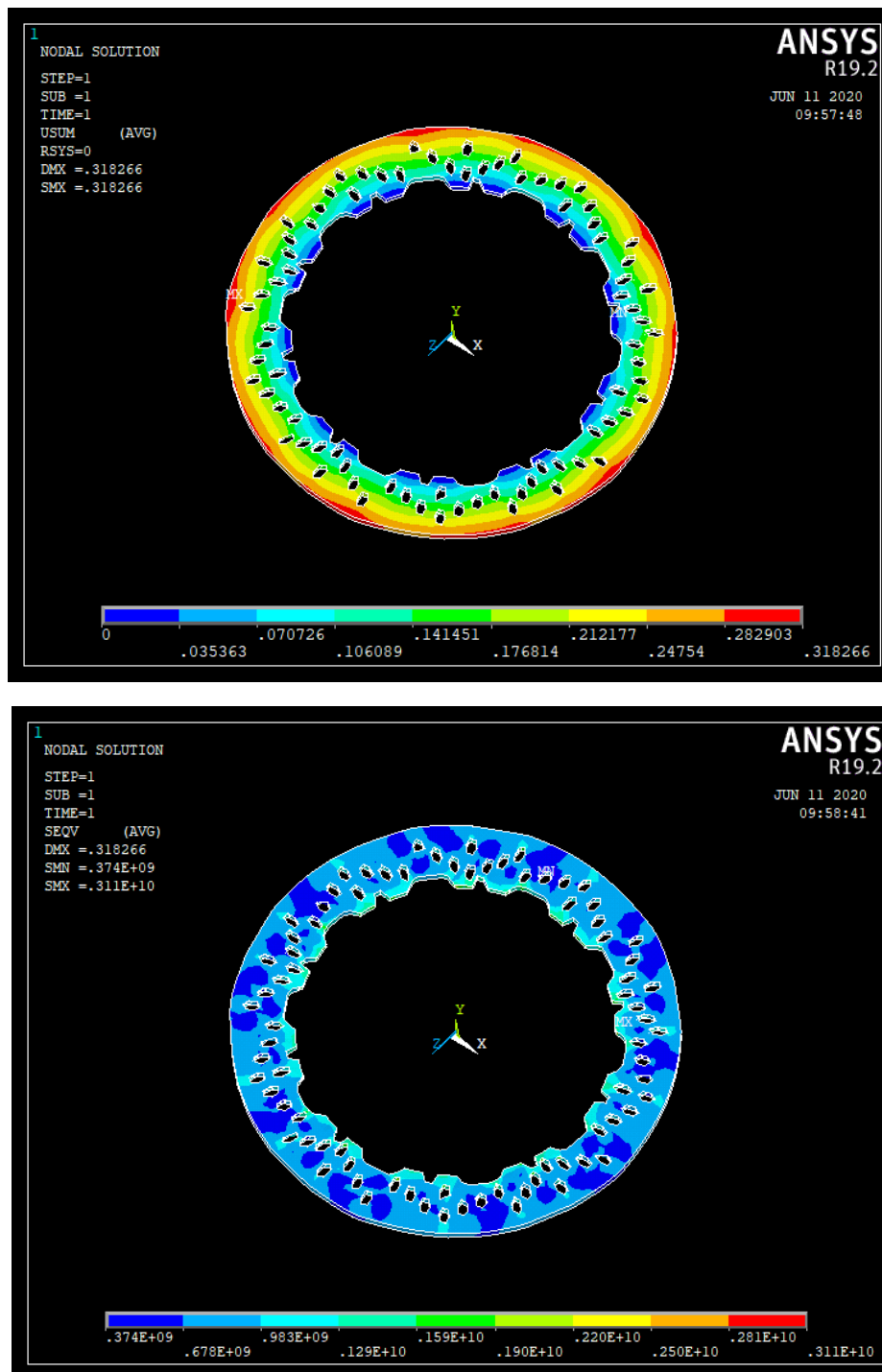


Ilustración 28 Resultados Ansys disco final T-500.

Como se puede apreciar en los resultados expuestos el disco se comporta de forma magnífica frente al rozamiento de la pastilla y la generación del calor repartiendo las cargas excepcionalmente sin que se produzca ningún foco de tensiones.

En el ámbito de las deformaciones generadas en el disco, como ya se ha escrito anteriormente, estos ensayos simulan ese esfuerzo continuo en el tiempo lo que en vida real se puede asemejar

aun vida útil completa del disco. Haciendo ese símil y basándonos en los resultados los valores son significativamente positivos teniendo una deformación máxima esperada y que mejora notablemente al disco inicial reduciéndose un 40 % su deformación.

Es cierto que la tensión a la que se enfrentan ciertas zonas del diseño final es algo superior a la inicial, pero esto es suplido por la mejora de propiedades del material. A parte este cambio en el diseño también reduce el peso del disco lo que de cara a ser empleado en una moto eléctrica de gran potencia tiene gran valor.

9. Conclusiones

La realización del presente proyecto ha constituido desde un primer momento un ejercicio de alto valor. Esto es debido a que no sólo me ha permitido adquirir un amplio conocimiento sobre los sistemas de frenado de las motocicletas, sino que ha ido un paso más allá. Ha sido todo un desafío el poder diseñar un sistema de frenado para una moto eléctrica de gran potencia. Por lo que en cierto modo constituye una responsabilidad importante, aún más teniendo en cuenta el poco nivel de información respecto a cálculos analíticos sobre los sistemas de frenado de estas motocicletas.

Debido a ello, a medida que ha ido transcurriendo el propio diseño y el desarrollo del presente documento, se ha tenido que adquirir una gran cantidad de conocimientos. También se han realizado tareas de gran importancia como son la búsqueda de varias alternativas y la toma de decisiones realmente importantes las cuales determinarán, en cierto modo, el comportamiento del sistema de frenado y por ende la motocicleta.

En cuanto a las consideraciones de carácter técnico, este documento constituye un medio sólido para comprender el funcionamiento de los sistemas de frenado actuales, centrándonos en los sistemas de freno de disco para el cual se ha demostrado su óptima aplicación.

Con todo ello se ha conseguido, mediante los conocimientos adquiridos diseñar un sistema de frenado eficaz en una motocicleta de altas prestaciones como la Energica Ego. Se ha logrado que éste sea lo más ligero posible, el cual nos permita alcanzar una deceleración de 200 km/h a 0 en tan solo 8,2 segundos aprovechando la máxima adherencia de los neumáticos. También se ha tenido en cuenta los esfuerzos sometidos a cada uno de los ejes para conseguir que la acción de frenada sea segura y transmita a nuestro piloto la misma sensación de seguridad sin que se den situaciones de posibles vuelcos o bloqueos de los neumáticos en la frenada. Por lo que le permitirá llevar al límite el vehículo para conseguir las mejores prestaciones de este.

Por otro lado, se ha demostrado y justificado cada una de las elecciones que se han llevado a cabo en dicho diseño obteniendo finalmente un sistema de frenado con un conjunto disco-pinza diseñado completamente mediante SolidWorks. Si bien es cierto que directamente se trata de un sistema de mayor coste que si se hubiera elegido un sistema de una calidad menor o con unas metas de prestaciones menores.

Otro dato remarcable en el procedimiento y desarrollo del proyecto es que el diseño y prediseño realizados no se pueden guiar únicamente por una metodología o por el diseño inicial e invariable de un único componente. Es decir, el diseño debe de ser multidiseño, esto quiere decir que los diferentes componentes deben de diseñarse y desarrollarse de forma simultánea para encajar y variar los diferentes parámetros que les afectan y relacionan.

Además, dentro de realizar así el diseño, también se puede observar que no se trata de una tarea directa, sino que se necesita comparar todas las soluciones óptimas posibles ya que, observando cada una de ellas, encontraremos sus correspondientes ventajas e inconvenientes con respecto al resto.

En este proyecto se ha diseñado los siguientes componentes del sistema de frenado de una motocicleta eléctrica de potencia elevada:

- Una pinza de freno en simulación de una pinza de freno Brembo.
- Un disco de freno.
- Una pastilla de freno, el sistema porta de dos iguales.
- Los diferentes elementos secundarios más importantes.

Todo este proceso ha resultado un tanto difícil y a su vez un poco desafiante ya que en este ámbito de los sistemas de altas prestaciones de las diferentes marcas existe la dificultad de obtener ciertos datos y valores de sus diseños y ensayos que pueden ser requeridos en tu proyecto.

No obstante, a pesar de dichas dificultades, se ha conseguido definir un sistema de frenos acorde a los objetivos marcados inicialmente. Esto significa que se cumplen los requisitos establecidos inicialmente del diseño y saliendo un presupuesto de fabricación del sistema de frenado delantero de la motocicleta por 746,06 €, valor que resulta bastante razonable para un sistema de frenado de estas características.

Para la realización de todos estos diseños se ha contado con la herramienta de diseño asistido SolidWorks que ha facilitado la realización de cada uno de los componentes que finalmente compondrán este sistema de frenado, proporcionando una gran información en cada momento tanto para la realización de este proyecto como para el posterior ensamblaje en el prototipo completo.

Y para el análisis de estos componentes a parte del SolidWorks se ha contado con el software Ansys permitiendo hacer análisis más precisos desde el punto de vista mecánico.

Como se ha podido observar en el resultado del diseño final la mejora con respecto al diseño inicial es notable y esto ha sido debido al cambio en la geometría de este con la inclusión de agujeros que permitían una mayor ventilación. Con el cambio en la unión con el disco interior que en vez de ser de manera fija permitiéndose con el cambio al diseño de pasadores una ligera holgura haciendo que el pasador pudiese girar eliminando así parte de la tensión cortante sobre él.

Una posible línea de mejora puede ser la mejora de las propiedades de las pastillas de freno lo que conllevaría una frenada más eficaz, pero se debería tener en cuenta el aumento de la temperatura sobre la superficie del disco.

Esto conllevaría un replanteo en el diseño del disco y en las especificaciones de este, una posible solución a esto sería mediante diferentes tratamientos sobre el acero la creación de una capa más resistente y eficaz a la temperatura para que en contacto con el fero de la pastilla rinda de buena manera, otra posible variación sería el aumento de los flujos de aire provenientes del movimiento para sofocar ese calor extra aunque esto debería ensayarse y analizarse también valorando la aerodinámica de la motocicleta.

En Logroño, a 31 de junio de 2020.

El autor



FDO: Miguel Marín Velasco

Trabajo Fin de Grado

Sistema de frenado para MotoE



ANEXO

Índice de los Anexos

1.	Datos de las diferentes maneras de frenar.....	74
2.	Proceso de cálculo.....	75
2.1.1.	Proceso de cálculo fuerzas del frenado.	75
2.1.2.	Fricción en el disco de freno.	77
2.2.	Análisis térmico.....	80
2.2.1.	Energía disipada por el sistema de frenado.....	80
2.2.2.	Calor generado en la frenada.....	81
2.2.2.1.	Calor generado en el disco de freno.	81
2.2.2.2.	Calor generado en las pastillas de freno.	84
2.2.3.	Efecto de la temperatura.	87
2.3.	Cálculo de la vida útil del disco de freno.....	89
2.3.1.	Desgaste por esfuerzos mecánicos	89
2.4.	Fallos en el sistema de frenado por desgaste	92

Índice de ilustraciones de los Anexos

Ilustración 29	Distancias de frenada dependiendo del modo de frenar y sus frenos. Fuente: [5]	74
Ilustración 30	Distancias del modo de frenar. Fuente: [5].....	75
Ilustración 31	Distancias de frenada dependiendo del modo de frenar. Fuente: [5].	75
Ilustración 32	Esquema disco de freno. Fuente: [2].	78
Ilustración 33	Flujo de aire frontal al disco .Fuente: [3].	83
Ilustración 34	Diseños de pastillas de freno. Fuente: [4].....	85
Ilustración 35	Distribución de temperatura en las pastillas. Fuente: [4]	86
Ilustración 36	Flujo de calor en las pastillas. Fuente: [4]	86
Ilustración 37	Variación de temperatura de la cara delantera a la trasera. Fuente: [4].....	87
Ilustración 38	Desplazamientos en el disco. Fuente: [5].....	88
Ilustración 39	Temperatura del disco en el tiempo .Fuente: [5].....	89
Ilustración 40	Fracción de la tensión última $S_e = 0,5S_{ut}$. Fuente: [2].....	91
Ilustración 41	Esquema presión sobre el disco. Fuente: [6].	93
Ilustración 42	Dureza en los puntos del disco A. Fuente: [6].....	94
Ilustración 43	Dureza en los puntos del disco B. Fuente:[6].....	94
Ilustración 44	Durezas con el calor. Fuente: [6].....	95

Índice de tablas de los Anexos

Tabla 20	Propiedades pastillas del experimento. Fuente:[4].....	86
Tabla 21	Composición disco A y B Fuente: [6].	93

1. Datos de las diferentes maneras de frenar.

Para obtener información y una guía de las diferencias entre los diferentes modos de frenado se estudió una tesis de la Universidad de Kuala Lumpur realizada por Shukri Zaina, K. Shahrilb y K.A Shamsuddinc (Fuente:[5]).

En la prueba general de frenos, los patrones de distancias de frenado fueron muy consistentes de una carrera a otra. Todas las distancias de frenado medidas cumplían con las normas JIS y EEC.

Los resultados obtenidos como se muestra en la Ilustración 31 Distancias de frenada dependiendo del modo de frenar. Fuente: [5]. demuestran que la estrategia de frenado con los frenos delanteros y traseros utilizados simultáneamente proporciona el mayor rendimiento de frenado seguido solo por el freno delantero y el freno trasero solamente. Es decir, se saca en claro que el freno delantero es que más poder de reducción de la velocidad tiene.

La Ilustración 29 Distancias de frenada dependiendo del modo de frenar y sus frenos. Fuente: [5] muestra el gráfico de comparación de distancias de frenado para motocicletas equipadas con freno de tambor delantero y freno de tambor trasero. Los resultados indican que la combinación de freno delantero y trasero utilizados simultáneamente es el freno más eficiente en comparación con otros.

Hay una ligera diferencia entre el freno delantero y trasero usados simultáneamente y solo el freno delantero, la diferencia es inferior al 17%. Las pruebas con freno trasero solo muestran claramente distancias de frenado deficientes. El uso del freno trasero durante la operación del freno no afecta significativamente las distancias de frenado.

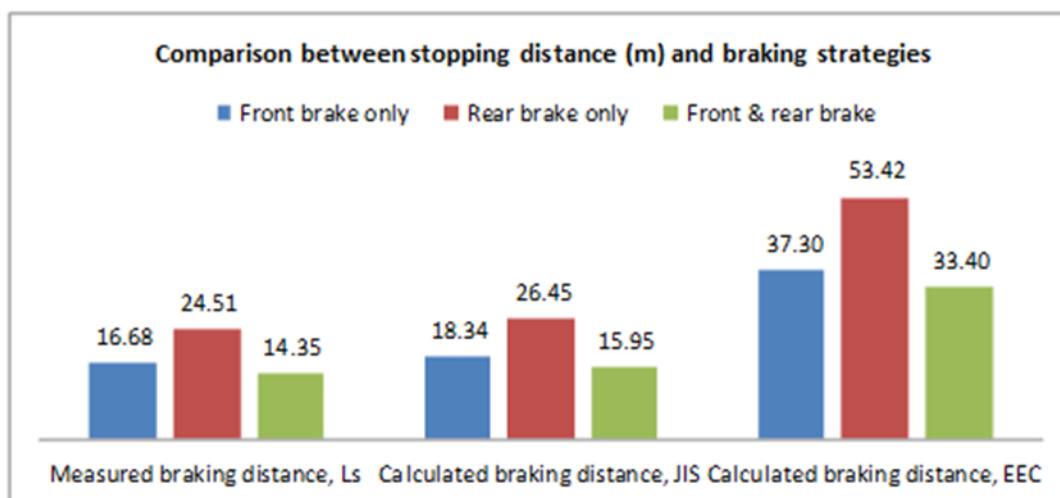


Ilustración 29 Distancias de frenada dependiendo del modo de frenar y sus frenos. Fuente: [5]

La Ilustración 30 Distancias del modo de frenar. Fuente: [5] muestra el gráfico de comparación de distancias de frenado para motocicletas equipadas con freno de disco delantero y freno de tambor trasero. La prueba con freno de disco delantero muestra mejores resultados en comparación con el freno de tambor delantero. La configuración del freno de disco delantero reduce significativamente la distancia de frenado para las estrategias de prueba que usan el freno delantero solamente y el freno delantero-trasero que se usan simultáneamente alrededor del 26%.

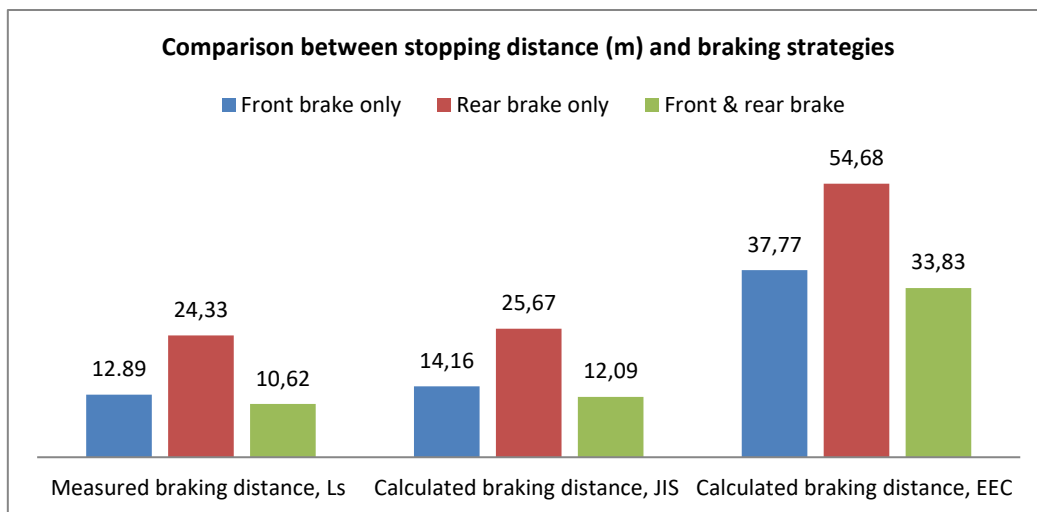


Ilustración 30 Distancias del modo de frenar. Fuente: [5]

La Ilustración 31 Distancias de frenada dependiendo del modo de frenar. Fuente: [5]. muestra los resultados óptimos de las distancias de frenado para motocicletas equipadas con freno de disco delantero y trasero. El freno de disco proporciona mejores distancias de frenado para todas las estrategias de frenado en comparación con las ilustraciones 1 y 2.

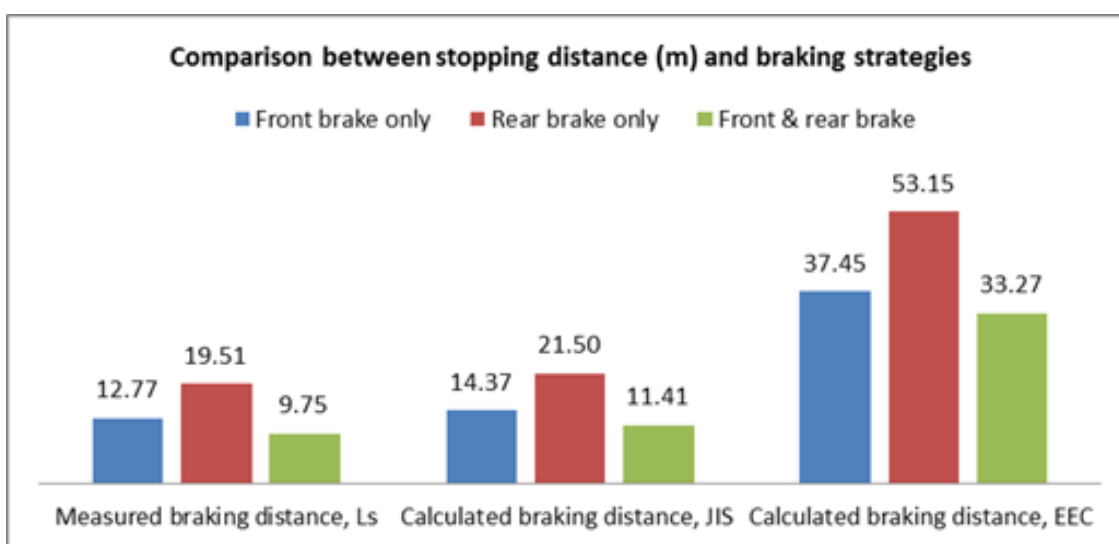


Ilustración 31 Distancias de frenada dependiendo del modo de frenar. Fuente: [5].

De este estudio se puede obtener la conclusión clara de que el freno de disco delantero es el más exigido en la frenada y el que más rendimiento da, y a parte de la selección del modelo, empleando discos de freno en vez de utilizar los de tambor.

2. Proceso de cálculo.

2.1.1. Proceso de cálculo fuerzas del frenado.

Para el cálculo de la potencia de frenada y el par necesario a aguantar por el sistema de frenado se deberán delimitar unas debidas condiciones de contorno.

La primera de ellas es que la situación de la motocicleta se encontrará en sobre un plano llano sin pendientes y en una situación de frenada erguida, es decir no estará tomando ninguna clase de curva.

La segunda se valorará las distribuciones de masas en la frenada para considerar la opción de vuelco delantero a la hora de frenar, esto se hará mediante el sumatorio de momentos respecto un punto de contacto con el asfalto.

Otra cuestión para tener en cuenta es el no bloque de la rueda delantera a la hora de frenar ya que invalidaría el estudio.

Y, por último, la desaceleración de la moto se considera constante a lo largo del tiempo.

- Cálculo de la transferencia de masas en la frenada.

Se deben determinar las disposiciones de las masas a la hora de realizar la frenada. La fuerza de frenado se produce en el punto más bajo de la rueda delantera, esto genera unos momentos de los centros de gravedad del vehículo y el motorista ya que se encuentran una cierta distancia vertical sobre el pavimento.

En la frenada las dos masas producen una inercia paralela al plano del asfalto que crea un momento de giro obre el vehículo. Este momento acentúa la cantidad de masa que se apoya sobre la rueda delantera.

Por ejemplo, en un caso limite en el que todo el peso se concentrará sobre la rueda delantera y el momento de giro aumentase debido a una aceleración se produciría un vuelco frontal de la motocicleta.

Para hallar la masa real sobre la rueda delantera se realizará el cálculo de los momentos creados por las diferentes fuerzas.

$$\sum M_a = 0$$

Se escoge el punto A para realizar el sumatorio de momentos en el punto de contacto de la rueda delantera con el pavimento.

Se considerarán las masas del vehículo y su centro de gravedad para así con la distancia en vertical al suelo para hallar el momento que este sistema genera (se valora con la distancia en vertical por que la fuerza generada es en horizontal al asfalto). Lo mismo sucederá con la masa del piloto y su centro de gravedad. A parte de las fuerzas debidas al movimiento de la moto y el piloto se encuentran también las fuerzas debidas a su propio peso que al ser verticales las distancias al punto de cálculo se toman horizontalmente.

Y por último la última fuerza en consideración es la reacción en el punto de contacto de la rueda trasera, en este caso al ser la fuerza perpendicular al asfalto la distancia al Punto A se toma de manera horizontal, es decir, la distancia entre ejes aproximadamente.

Por lo tanto, existe un sumatorio de 5 momentos:

- Momento de giro antihorario generado por las masas en desplazamiento del piloto y moto.
- Momento horario generado por el peso de la moto y piloto.
- Momento generado por la reacción en B.

$$-Masa_{motocicleta} \cdot g \cdot d_{centroGmoto-A} - Masa_{piloto} \cdot g \cdot d_{centroGpiloto-A} + Masa_{motocicleta} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGmoto-A} + Masa_{piloto} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGpiloto-A} + R_B \cdot d_{ejes} = 0$$

Como se ha explicado anteriormente se distinguen dos tipos de distancias, las horizontales d y las verticales h .

En caso de que el peso sobre la rueda trasera sea negativo habrá vuelco. En la ecuación está considerada la reacción hacia abajo es decir en sentido horario.

De la ecuación anterior se puede despejar el peso soportado sobre la rueda trasera, pudiéndose hallar por ende el peso sobre la delantera realizando una simple resta del peso total menos el trasero.

De esta manera se obtendrá el peso soportado por el eje delantero de la rueda y las disposiciones de las masas del conjunto.

- Condición de no bloqueo.

Una condición que debe preservar la moto a la hora de frenar es el no bloque de sus ruedas en la frenada. Este bloque se da cuando el coeficiente de rozamiento entre el neumático y el suelo sea menor que el requerido esto hará que la rueda se bloquee y deslice.

Para realizar la comprobación se utilizarán los valores de la **Tabla 1 Coeficientes de fricción de la superficie**. Y el peso que soporta la rueda delantera, es decir para que no haya bloque se cumplirá el siguiente requisito:

$$F < F_{rozamiento}$$

$$(Masa_{motocicleta} + Masa_{piloto}) \cdot a_{frenada} < P_{rueda\ delantera} \cdot g \cdot \mu_{roz\ pavimento-neumático}$$

Esta fórmula se deberá cumplir en las diversas situaciones.

Una vez se cumplan las anteriores especificaciones el cálculo de la fuerza de frenada, de la fuerza sobre los pistones y sobre el disco podrá tener unos resultados útiles.

2.1.2. Fricción en el disco de freno.

Según la ley de Coulomb en la que se enuncia que la fuerza de rozamiento máximo que puede existir entre dos cuerpos en contacto es directamente proporcional al valor de la fuerza normal de contacto entre ellos. La constante de proporcionalidad es el coeficiente de rozamiento al deslizamiento (μ).

$$f_r = \mu \cdot F_p$$

Coulomb estableció experimentalmente que dicha fuerza de rozamiento máxima es esencialmente independiente de la magnitud del área de contacto.

Para hallar la fuerza de fricción total del disco se multiplica por el número de elementos a friccionar, para este caso son dos pastillas:

$$dfr_t = 2 \cdot \mu \cdot dF_p$$

Donde:

dF_p = Fuerza normal diferencial al contacto de la pastilla.

f_r = Fuerza de fricción en el disco de freno.

f_{rT} = Fuerza de fricción total en el disco de freno.

μ = Coeficiente de fricción de las pastillas de freno.

F_p = Fuerza normal en el disco de freno.

Las ecuaciones de a continuación se realizarán a partir del siguiente esquema representativo del disco de freno:

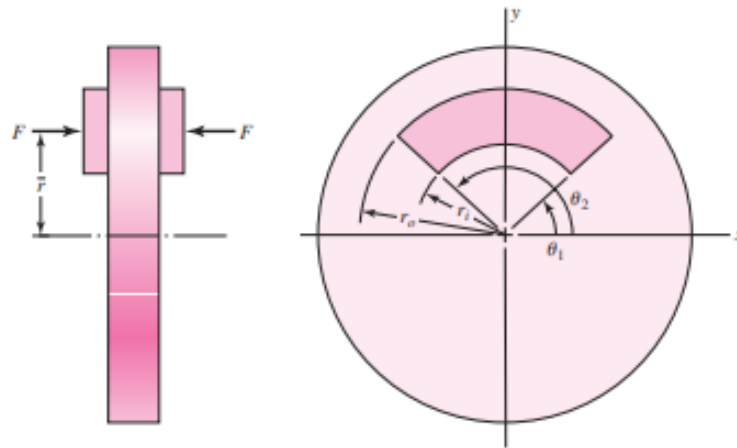


Ilustración 32 Esquema disco de freno. Fuente: [2].

Se seguirán las siguientes pautas:

El área diferencial de contacto de la pastilla con el freno:

$$dA = r \cdot d\theta \cdot dr$$

Siendo r la distancia media entre el eje y la pinza.

La fuerza normal aplicada es:

$$dF_p = p \cdot dA$$

Entonces se reemplaza la fórmula de la fuerza total de fricción en el disco de freno y del área diferencial de contacto entre la pastilla y el freno en la siguiente fórmula:

$$f_{r_t} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_o} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r \cdot d\theta \cdot dr$$

Esta fuerza de fricción se puede obtener en la integración de los grados en los que la pinza actúa y toma contacto con el disco.

Como el momento es generado por una fuerza aplicada a una distancia de en este caso el eje de giro, el momento torsor generado por lo cual la fuerza total del rozamiento en el disco genera un par ya que esta aplicada a una distancia r .

$$dT_{fr} = r \cdot dfr_t$$

Y sustituyendo la expresión de la fuerza total de fricción sobre la anterior fórmula el resultado sería el siguiente:

$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr$$

Donde:

dA = Área diferencial de la pastilla en contacto con el disco.

$d\theta$ = Angulo diferencial de contacto de la pastilla.

dr = Radio diferencial de contacto de la pastilla.

r_e = Radio exterior del disco.

r_i = Radio interior del disco.

P = Presión hidráulica.

Partiendo de la base anterior de ecuaciones se supondrá la hipótesis de presión constante en vez de la de desgaste uniforme esto se considerará para establecer que la frenada fuese constante en el tiempo.

- Presión uniforme:

Considerando la presión constante sobre el área del disco la fuerza es simplemente el producto entre el área y la presión. Entonces para obtener la fuerza de fricción total sobre el disco se representaría sobre la siguiente fórmula, integrando esta variación en la hipótesis de la presión en la ecuación en la de la fuerza total de rozamiento:

$$fr_t = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

Respecto al ámbito de la presión ejercida sobre el disco de freno se tomará la presión admisible por el material de construcción del freno como la máxima presión posible a ejercer. Esto se debe a que a partir de la presión admisible el material no responde de la misma manera ni con las prestaciones necesaria.

Sabiendo que la presión admisible del modelo de disco de freno a analizar es en un rango de entre 0,2 y 0,5 MPa de media en condiciones normales, se podrá obtener la fuerza de presión ejercida por la pinza de freno y transmitida a través de las pastillas al disco mediante la siguiente expresión:

$$dF_p = p \cdot dA$$

En donde el área a considerar sea la de contacto entre superficies. Que es la parte de la corona circular que forma la zona de contacto, es decir el “rectángulo de contacto que es la pastilla de freno”:

$$A = \pi \cdot (r_{inferior\ de\ contacto}^2 \cdot r_{superior\ de\ contacto}^2) \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

Esta fuerza de presión generara unos cambios sobre el disco, estos pueden ser reflejados por ejemplo en la compresión de este. La variación de su ancho puede ser calculada siguiendo como ejemplo la siguiente fórmula:

$$\Delta L = \frac{F_p \cdot L}{E \cdot \Omega}$$

Que para el caso de análisis queda de esta manera:

$$\Delta L = \frac{P \cdot L}{E}$$

Y por último el par torsor se regiría por la siguiente fórmula:

$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot (r_e^3 - r_i^3) \cdot p \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

A partir de los cálculos anteriores se obtendrán la fuerza ejercida en el frenado, el par torsor y la presión ejercida sobre los discos.

El esfuerzo cortante debido al par de freno se determina a partir del par de fricción total del radio del disco y de su momento polar de inercia:

$$\tau_f = \frac{T_{fr} \cdot r}{J}$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante se utilizaría la fórmula de Colignon pero como para el cálculo de este tipo de esfuerzo es necesaria la fuerza vertical que actúa sobre el freno y sabiendo que está en mucho menor que la presión ejercida por las pastillas, debido a que la fuerza vertical esta ejercida por diversos factores secundarios como la rotación las modificaciones en la geometría del disco o inercias, se considerará que no aporta datos relevantes para el estudio.

2.2. Análisis térmico.

2.2.1. Energía disipada por el sistema de frenado.

Para el cálculo térmico de la frenada se requerirán es necesario saber la masa del vehículo, el factor de corrección i para masas rodantes (el factor de corrección para masas rodantes i para un vehículo de velocidad media es 1,05) y la velocidad que lleva el vehículo al momento que empieza a frenar. En este caso en vez de implementar ese 2,34 % que se desviaba el resultado por no tener en cuenta las masas rodantes se prefiere utilizar el factor i para tener un 5% y estar más del lado de la seguridad.

La fórmula que relaciona todos estos factores es la siguiente:

$$E_f = \frac{i \cdot m \cdot (V_i^2 - V_f^2)}{2} [J]$$

Suponiendo que la deceleración es uniforme y el cambio de la velocidad depende linealmente del tiempo (Para la variación de la energía cinética se mide a través de las diferencias de la velocidad según el tiempo, es decir cuando la moto es frenada $v(t=t_f) = 0$):

$$V(t) = V \cdot \left(1 - \frac{t}{t_f}\right)$$

Esa sería la energía disipada por el conjunto de los dos frenos de la motocicleta pero en el caso de estudio de este trabajo el análisis se centra en el disco delantero. Para obtener su proporción de energía disipada es necesario conocer la distribución de pesos ya que es la misma proporción que rige la diferencia entre energías disipadas de los frenos. Como esta proporción ya ha sido calculada la energía disipada por el freno delantero es:

$$E_{eje-delantero} = E_f \cdot \frac{m_{rueda\ delantera}}{m_{total}} [J]$$

A partir de la obtención de la energía que absorbe el disco delantero cabe hacer una diferenciación entre dos componentes, entre el disco y la pastilla de freno. Según el artículo de investigación sobre el análisis termodinámico de un disco de freno automotriz [3], se consigue el dato de que del 100% de energía absorbida por la parte delantera de la motocicleta el 70% lo hace el disco y un 30% la pastilla:

$$E_{disco} = E_{disco-delantero} \cdot 0,70 [J]$$

2.2.2. Calor generado en la frenada.

2.2.2.1. Calor generado en el disco de freno.

En caso de frenadas sucesivas, se produce un incremento de la temperatura, hasta llegar a un límite en función de la capacidad de disipación térmica de los elementos, esencialmente los frenos. En el caso de que se llegue a esa temperatura límite se produce una ineficacia del freno dándose un fenómeno denominado como fatiga térmica o fading. Esta elevación de la temperatura, producida por frenadas sucesivas o por un frenado continuado en descensos prolongados, puede ser contrarrestada con la utilización de materiales y diseños que favorezcan la conductividad térmica con el entorno.

El calor disipado durante el frenado es debido a la absorción de esta energía cinética que pierde la moto por el disco de freno. Esta debe de ser disipada al aire circulante al fin de evitar una alta temperatura en las pastillas de freno. La entrada de calor instantáneo al disco es igual al cambio de la energía cinética de la moto. Se debe tener la potencia por unidad de área para el cálculo del calor generado. Para esto es necesario el valor del área de la pastilla, que es donde se produce la fricción, el tiempo de frenado y la energía disipada en el disco de freno.:

$$q = \frac{E_{disp-disco}}{A \cdot \Delta t} \left[\frac{W}{m^2}\right]$$

Siendo A el área de la pastilla de freno.

Esta es la potencia por unidad de área que se produce entre el disco y la pastilla.

La potencia disipada en el sistema de frenos que proviene de la energía cinética y potencial del vehículo se transforma en energía calorífica, la cual va a ser generada en un corto intervalo de tiempo. Para que el sistema de frenos funcione correctamente, el calor generado debe ser evacuado con la mayor rapidez posible, para que las sucesivas frenadas no produzcan una elevada temperatura y así perder la seguridad del sistema. El propio avance del vehículo permite la disipación del calor generado esencialmente por convección y muy vanamente por radiación. Cuando se producen frenadas excesivas, la temperatura se eleva hasta llegar a un límite (temperatura de saturación) en función de la capacidad de disipación térmica del disco de freno. Para los siguientes cálculos se requerirán las propiedades físicas y térmicas del compuesto utilizado en el disco de freno estudiado:

- Conductividad térmica: $k \text{ J/s} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}$
- Calor específico: $C_p \text{ J/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$
- Densidad: $\rho \text{ Kg/m}^3$
- Coeficiente de transmisión térmica: $U \text{ J/s} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Con los datos anteriores se pasará a calcular la variación de temperatura del disco de freno, suponiendo una sola parada:

$$\Delta T = \frac{E_{disco}}{m \cdot C_p} [^\circ\text{C}]$$

El aumento de la temperatura realizado de esta manera simplifica el cálculo ya que de esta manera la fórmula de arriba es una simple función lineal. Esta se ajusta muy bien a la realidad pero no es cien por cien verdadera. En la realidad la subida de la temperatura no corresponde con una línea recta sino que pueden influirle muchos otros factores.

Como fórmula más general de la temperatura sobre el disco de freno y la cual tiene en cuenta el calor disipado por el disco:

$$T = \frac{T_{fr} \cdot \omega \cdot t_f + m_d \cdot c_d \cdot T_0 + h \cdot A_c \cdot T_{amb}}{m_d \cdot c_d + A_c \cdot h} [^\circ\text{C}]$$

Donde:

T = Temperatura del disco de freno. $[^\circ\text{C}]$

T_0 = Temperatura inicial del disco de freno. $[^\circ\text{C}]$

h = coeficiente de convección del disco. $[W/mm^2 \cdot ^\circ\text{C}]$

A_p = área de los pistones. $[mm^2]$

A_c = área de convección del disco, área de contacto con la pastilla. $[mm^2]$

m_d = masa del disco. $[kg]$

c_d = calor específico del disco. $[J/kg \cdot ^\circ\text{C}]$

T_{amb} = temperatura ambiente. $[^\circ\text{C}]$

t_f = tiempo de fricción, tiempo de frenada. $[s]$

Ω = velocidad angular.[rad/s]

Y el enfriamiento posterior a la frenada es (enfriamiento de Newton):

$$T_i - T_\infty = (T_1 - T_\infty) \cdot e^{\frac{-A \cdot U}{m \cdot C_p} t}$$

Donde:

T_i = Temperatura instantánea en cada momento en °C.

A = Área de transferencia de calor en m².

U = Coeficiente de transmisión térmica superficial de material en J/s * m² * °C.

m = Masa del disco de freno en Kg.

C_p = Calor específico del material en J/Kg * °C.

t = Tiempo de enfriamiento de Newton en segundos.

Este enfriamiento que se da sobre el disco es debido a diversos procesos termo físicos entre ellos se da la convección. Existen diversos tipos de convección en el caso de estudio del disco de freno delantero de una motocicleta. Se estudiará la convección frontal y lateral.

En la siguiente ilustración se representa una simplificación del flujo de aire que pasa por el disco de freno en este caso es de manera frontal y queda claro que este flujo bordea la parte exterior del disco produciendo el enfriamiento en este caso en el área del espesor del disco.

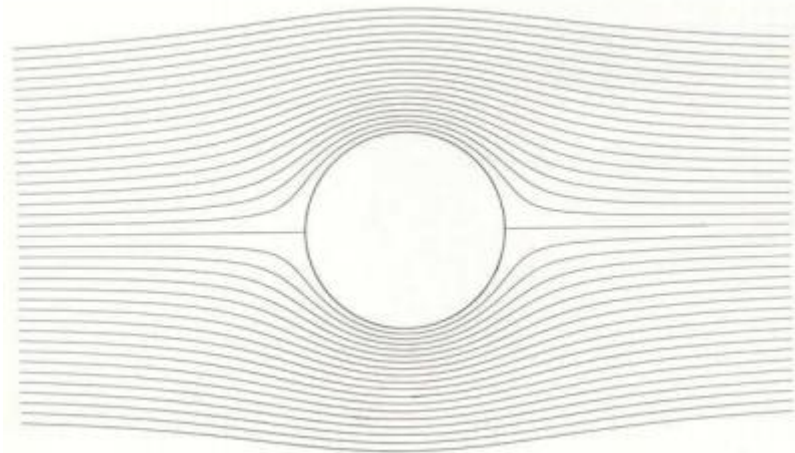


Ilustración 33 Flujo de aire frontal al disco .Fuente: [3].

Cálculos convección frontal:

Se empieza por calcular el número de Reynolds:

$$Re = \frac{v_m \cdot D}{\nu}$$

Donde v_m es la velocidad media del aire, D el diámetro exterior del disco y ν la viscosidad cinemática del aire.

El número de Nusselt para este número de Reynolds equivale a:

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,805} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Siendo el coeficiente Pr el número de Prandtl del aire a la temperatura de ensayo.

Con este valor del Nusselt se puede encontrar el coeficiente de convección aplicando la siguiente ecuación:

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Donde k es la conductividad térmica de aire a la temperatura determinada de ensayo.

Donde h en la anterior ecuación es el coeficiente de convección que será utilizado para hallar la cantidad de energía disipada en el frontal del disco:

$$Q = h \cdot As \cdot (T_s - T_\infty) [W]$$

Siendo As el área de contacto de la superficie del disco con el aire.

Para el cálculo de la convección lateral, se trabajará como un flujo paralelo en placas planas para los cálculos. Si se supone una placa plana sobre la que fluye una corriente fluida, lo primero que sucede es que la velocidad del fluido disminuye a medida que nos aproximamos hacia la superficie de esta como consecuencia de las fuerzas de viscosidad. La transmisión de flujo laminar hacia el turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de su aspereza, de la velocidad de la corriente arriba, de la temperatura superficial y del tipo de fluido.

El cálculo de la convección lateral del disco se realiza mediante la misma secuencia de fórmulas que la convección frontal, debido a que el número de Reynolds varía para una placa plana a lo largo del flujo. Por lo tanto, se debe saber si el flujo del aire a lo largo del disco es flujo laminar o turbulento. Para realizar este cálculo, se supone que el disco es una placa plana cuadrada de longitud igual a su diámetro y se utiliza la siguiente fórmula para hallar el número de Reynolds, que en el caso de que sea superior a 10^5 determinaría que el flujo es turbulento:

$$Re = \frac{v_m \cdot L}{v_d}$$

Siendo en este caso L la longitud de esta suposición de la placa cuadrada y v_d la viscosidad cinemática de Denver en m^2/s que es la misma que la viscosidad cinemática ya que se está trabajando a una atmósfera de presión.

Los demás cálculos se realizan de la misma manera.

Obteniendo estos dos resultados se conseguiría mediante su suma el total calor disipado mediante el fenómeno de la convección.

2.2.2.2. Calor generado en las pastillas de freno.

La mayoría de las pastillas de freno tienen una conductividad térmica deficiente que protege los elementos de accionamiento hidráulico del sobrecalentamiento.

Del estudio realizado sobre Análisis del comportamiento de distribución de temperatura de las pastillas de freno de motocicleta [4] de K. Shahril, M. Khairuddin Hj. Ali Musa, M. Sabri, MFMA Majid y M. Husaini AB. Se obtendrán los valores normales del calor absorbido, flujo de calor por las pastillas y de las distribuciones de temperaturas.

El estudio se basó en el análisis de 10 diseños diferentes de pastillas de freno como se puede ver en la Ilustración 34 Diseños de pastillas de freno. De ellos se obtuvieron el flujo de calor y las temperaturas en condiciones de trabajo.

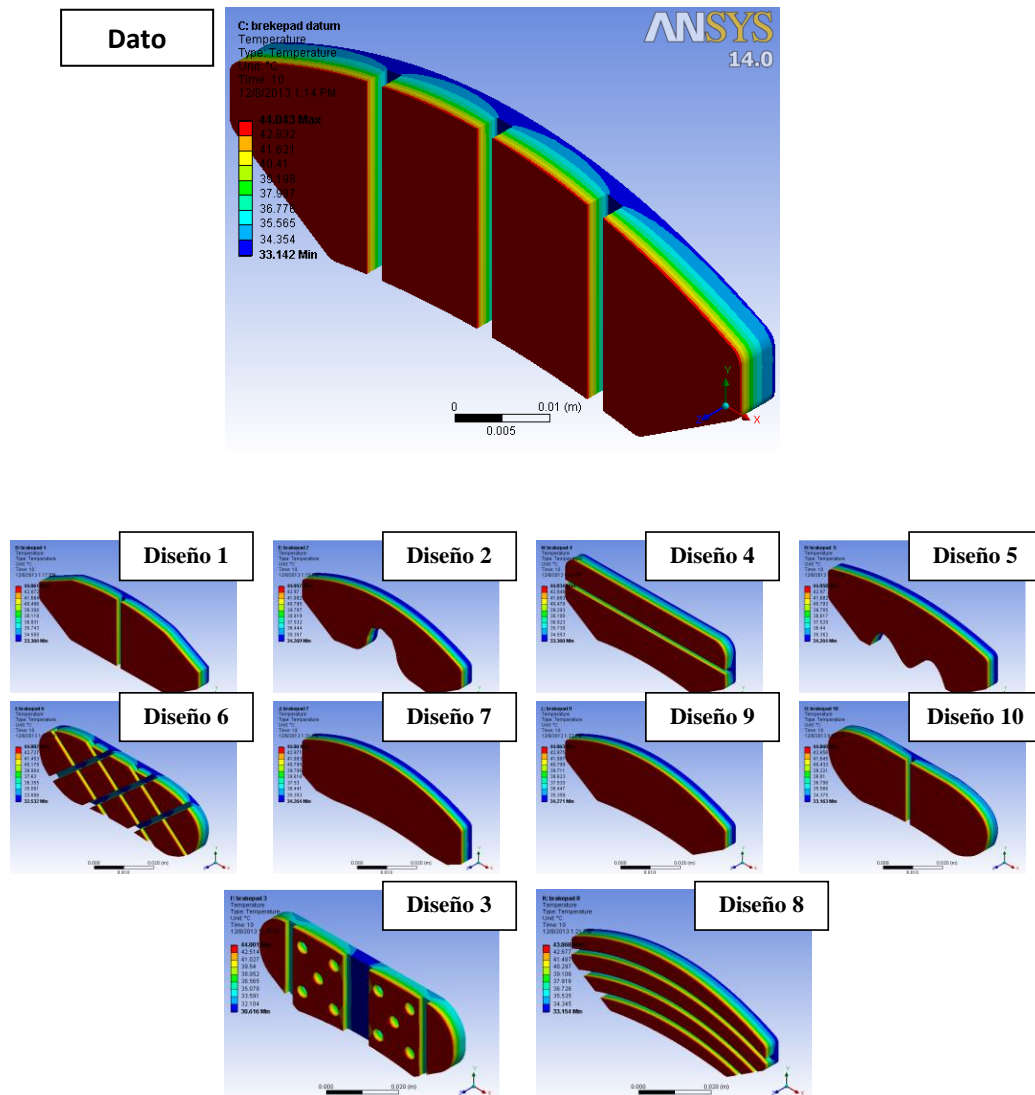


Ilustración 34 Diseños de pastillas de freno. Fuente: [4]

Se les realizó un análisis térmico en estado estable que determina la distribución de temperatura y otras cantidades térmicas en condiciones de carga en estado estable y un análisis térmico transitorio que determina la distribución de temperatura y otras cantidades térmicas en condiciones que varían durante un período de tiempo.

Los experimentos se realizaron a partir de un disco sencillo con la permitividad de flujo de aire y con dos almohadillas una a cada lado del disco. Las propiedades de las almohadillas fueron las siguientes en el análisis:

Conductividad térmica	2,06 w m / k
Densidad	2798 kg / m ³
Calor específico, c (J / kg k)	691
Razón de Poisson, ν	0.25
Expansión térmica ($\times 10.5$)	1.0
Módulo elástico	14.25 GPa
Coeficiente de fricción, μ	0.2

Tabla 20 Propiedades pastillas del experimento. Fuente:[4]

Con todos estos requisitos y siguiendo lo explicado del experimento obtuvieron los siguientes resultados:

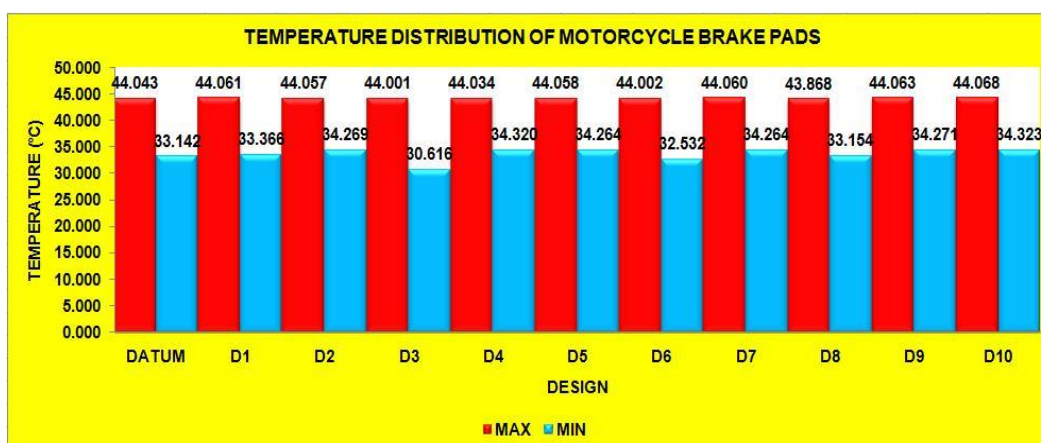


Ilustración 35 Distribución de temperatura en las pastillas. Fuente: [4]

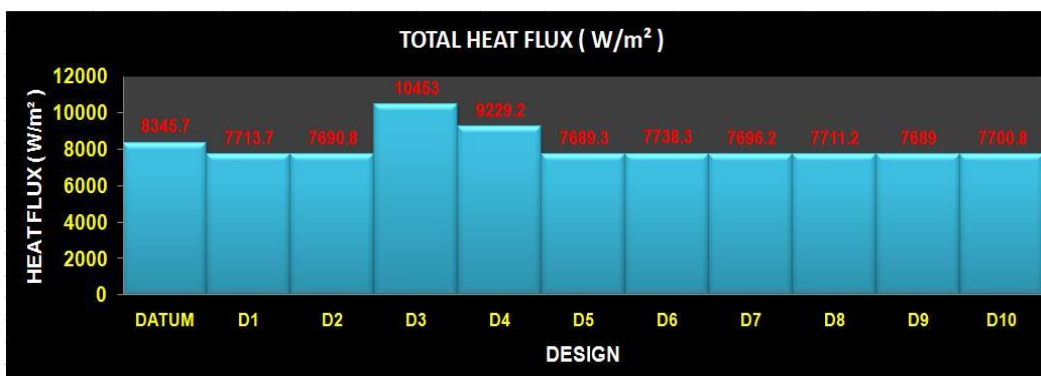


Ilustración 36 Flujo de calor en las pastillas. Fuente: [4]

En el gráfico de la Ilustración 35 Distribución de temperatura en las pastillas., se mostró que la temperatura máxima más baja es el diseño 8, en comparación con el diseño de referencia. El gráfico de la Ilustración 36 Flujo de calor en las pastillas. muestra que el flujo de calor total para todo diseño se compara con el dato de diseño. En este análisis, determinar el mejor diseño depende del flujo de calor total más alto. Lo que podemos ver en este gráfico muestra que el diseño 3, es el mejor del diseño de referencia y el diseño 8, el mejor diseño seleccionado en el gráfico de distribución de temperatura.

Después de que todos los análisis completaron los datos tomados en cada uno hay dos diseños, que tienen sus propias ventajas sobre el diseño de dato, el primero, el diseño 8 (la mejor distribución de temperatura) y segundo, diseño 3 (el mejor flujo de calor total), esta decisión debe tomarse, con un vistazo a algunos de los factores que permitieron que los resultados sean precisos. Por lo tanto, se realizó un análisis adicional el análisis del movimiento de la temperatura, para todo diseño, incluido el diseño de referencia, para ver el movimiento de la temperatura, desde la temperatura frontal hasta la superficie central, ranurado y la superficie posterior. Los resultados se muestran en la figura de a continuación:

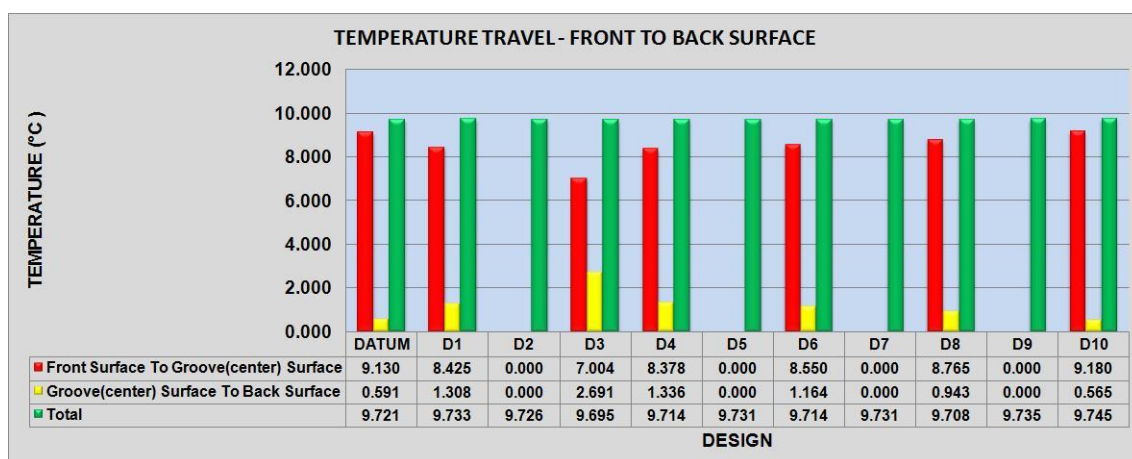


Ilustración 37 Variación de temperatura de la cara delantera a la trasera. Fuente: [4]

De la anterior imagen se observa que el menor flujo, variación de temperatura se da en los diseños 3 y 8 como era de esperar al ser los dos que mejores prestaciones habían dado.

La conclusión que puede hacerse a partir del resultado obtenido de diferentes formas es que el modelo modificado con diferentes almohadillas de superficie tiene un mejor resultado que el diseño de referencia. Entonces, la mejor opción de diseño es el diseño 8, después de una comparación hecha de acuerdo con los criterios requeridos para lograr el objetivo del análisis. Debido a que esta baja transmisión de calor y el menor alcance de temperaturas en ella hacen que sea el modelo más adecuado. A parte este estudio da un rango de posibilidades en el diseño con sus diferentes cualidades térmicas.

El diseño número 8 da las mejores cualidades térmicas, pero desde el punto de vista económico aumenta los costes de obtención, siendo en comparación una mejor opción el diseño número 3.

2.2.3. Efecto de la temperatura.

Los efectos de la fricción producen una subida de la temperatura del disco generado un esfuerzo térmico sobre él. Por ejemplo, si una barra tiene restringidos sus movimientos en los extremos

y se la somete a un aumento de temperatura sobre esta se produce un esfuerzo de compresión ya que la barra tiende a dilatarse. En este caso no se dará en un principio ningún esfuerzo debido a la dilatación del disco ya que este no está delimitado espacialmente. Esta medida de la dilatación para el control de que no suceda ninguna problemática se hará mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta L_{z(\text{perpendicular al plano})} = \alpha_{\text{lineal}} \cdot (T - T_0) \cdot \text{espesor}$$

$$\Delta A_{xy} = \alpha_{\text{superficial}} \cdot (T - T_0) \cdot A_0$$

Siendo α_i el coeficiente de expansión térmica, en el primer caso lineal y en el segundo superficial y E el módulo de elasticidad o de Young del material.

En el caso muy excepcional y que nunca se pueda o deba dar en el uso común podrían existir tensiones en el disco debido al contacto con la pastilla o en sus uniones a la parte interna del disco debidas a una dilatación excesiva.

Este efecto de la temperatura se puede observar en los datos del estudio del Institute of General Mechanics, RWTH Aachen University, Germany, llevado a cabo por Abdelkrim Lamjahdy y Bernd Markert [5].

La Ilustración 38 Desplazamientos en el disco. muestra el comportamiento de deformación del disco de freno. El sensor capacitivo se coloca en el diámetro interno del disco de freno. Se puede observar una deformación de alrededor de 3 μm durante más de 400 s. La vibración en la curva medida puede explicarse debido a las variaciones en las entradas del aire, que generan zonas con diferentes temperaturas. Otra explicación de la vibración es la estructura inicial desconocida del disco de freno. Además, el disco de freno muestra una desviación lineal creciente.

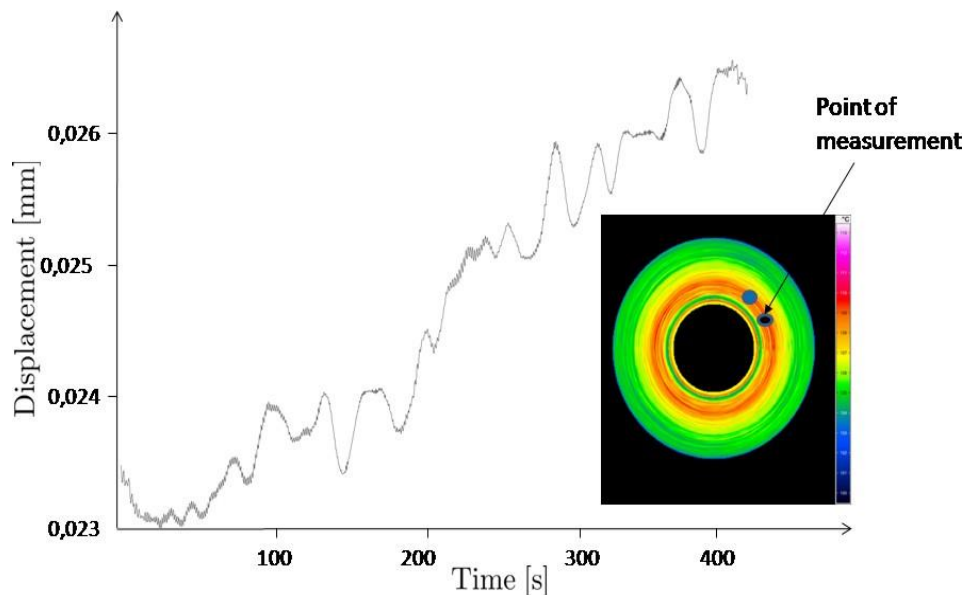


Ilustración 38 Desplazamientos en el disco. Fuente: [5]

La Ilustración 38 Desplazamientos en el disco. Ilustración 39 Temperatura del disco en el tiempo . Representa la temperatura puntual del disco de freno en el mismo radio donde se coloca el sensor. El sensor comienza a medir la temperatura desde 50 ° C. Se detecta la radiación infrarroja de la superficie emisora del disco de freno de acuerdo con la ley Stefan-Boltzmann (que

establece que un cuerpo negro emite radiación térmica con una potencia emisiva hemisférica total (W/m^2) proporcional a la cuarta potencia de su temperatura).

El disco de freno muestra una alta capacidad térmica y el aumento de la temperatura se puede observar después de 300 s (Ilustración 38 Desplazamientos en el disco.). La temperatura máxima alcanzable es de $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ según las condiciones del estudio realizado por los dos científicos nombrados anteriormente.

La Ilustración 39 Temperatura del disco en el tiempo . Muestra la distribución de temperatura de los dos lados del disco de freno medida con la cámara infrarroja de alta velocidad. Muestra la distribución de temperatura al principio, a la mitad y al final del frenado. La radiación infrarroja emitida de los dos lados.

del disco de freno se refleja con un sistema de espejo a la cámara infrarroja. Muestra la formación de una banda caliente en el diámetro interno del disco de freno, que aumenta en el ancho con el tiempo. La cámara infrarroja muestra el mismo nivel de temperatura. Además, se puede observar la formación de una segunda banda caliente en el diámetro del disco de freno.

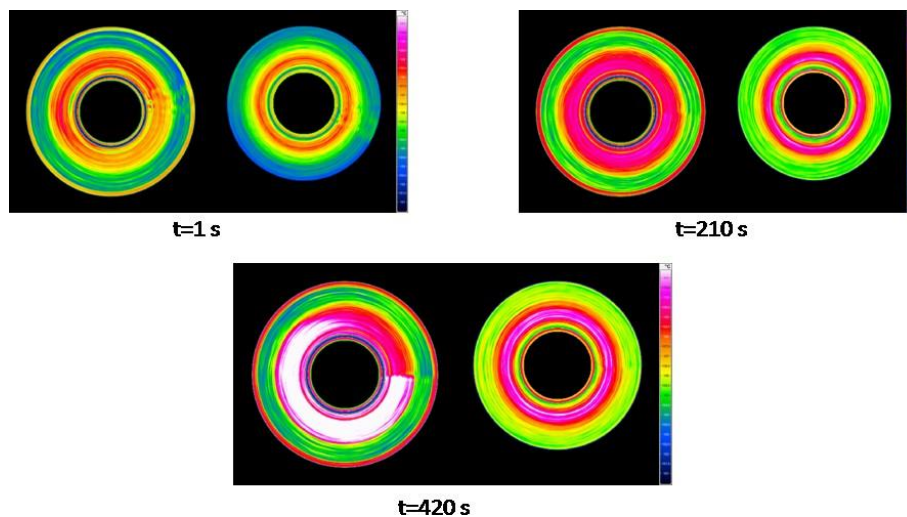


Ilustración 39 Temperatura del disco en el tiempo .Fuente: [5]

2.3. Cálculo de la vida útil del disco de freno.

2.3.1. Desgaste por esfuerzos mecánicos

Los diferentes materiales cuando son sometidos a fuerzas y presiones durante un largo número de veces, ciclos, sufren desgaste y una bajada en la calidad de sus propiedades y características. Esta fatiga del material repercute directamente en la eficacia de la operación que este desempeñe.

En el caso de los discos de freno la fatiga y el desgaste que se produce sobre ellos por la fricción de las pastillas. La mayoría de los fabricantes de discos graban en alguno de sus laterales las siglas “MIN.TH” Minimum Thickness (grosor mínimo) para que así cuando el disco baje de ese espesor deseado sea remplazado. El no remplazar el disco de freno supondría en este caso una disminución en la efectividad de la frenada. Otro desgaste al que son sometidos los frenos son

cuando los discos se sobrecalientan, se ablandan y, en consecuencia, son propensos a sufrir deformaciones. Esto produce vibraciones e irregularidades en cada frenada. Esto es más infrecuente que suceda y solo en el caso de que los frenos sean utilizados de manera insistente.

Para medir el número de ciclos máximos de utilización del disco se puede emplear la siguiente fórmula, pero se realizará mediante el desarrollo explicado a continuación de esta ya que la obtención de los datos y los resultados obtenidos por el siguiente desarrollo a esta fórmula es más fiable y está enfocado desde el lado de la seguridad:

$$\frac{\Delta L}{2} = \frac{\sigma_f}{E} \cdot (2N)^b + \varepsilon_F \cdot (2N)^c$$

Siendo:

σ_f = el esfuerzo real aplicado a la cara del disco.

ε_F = deformación real correspondiente a una fractura en una inversión. El punto de deformación donde después comienza la deformación plástica.

E = es el módulo de Young del material utilizado.

b y c son coeficientes, c por ejemplo es la pendiente de la línea de deformación plástica y b es la pendiente de la recta de la deformación elástica.

Con todos estos datos se podría obtener la cifra N que es el número de ciclos útiles del disco de freno. Pero, la cuestión de la anterior fórmula es que la determinación de la deformación total como así los factores de concentración de deformación no están bien respondidos.

La segunda opción que es la que se desarrolla a continuación es la elegida para este estudio.

Con los datos de los esfuerzos de presión sobre el disco y los datos de la tensión de fluencia para el material y la tensión última se puede pasar a realizar el cálculo de la fracción de tensión última para mil ciclos:

$$f = \frac{\sigma_f}{S_{ut}} \cdot (2 \cdot 10^3)^b$$

Siendo:

$$S_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

$$b = \frac{-1}{3} \cdot \log \left(\frac{S_{ut} \cdot f}{S_e} \right)$$

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e}$$

Por último:

$$N = \left(\frac{S_f}{a} \right)^{\frac{1}{b}}$$

En las anteriores fórmulas:

f = fracción de la tensión última.

S_f = tensión final de uso [MPa].

S_{UT} = tensión última. [MPa]

S_E = límite de resistencia. [MPa]

b y a coeficientes que relacionan las diferentes variables

Pudiéndose hallar S_f por diferentes métodos.

Para que el estudio se situé del lado de la seguridad se escogerá el criterio de Goodman modificado ya que es más restrictivo que los demás, pudiendo haber elegido el criterio de Gerber, Soderberg o ASME-elíptica entre otros.¹

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Donde

σ_m es el esfuerzo medio, medida en MPa.

σ_a la amplitud del esfuerzo, medida en MPa.

Se considerará el factor n como 1.

Entonces de la anterior fórmula se obtendrá la S_f que se sustituirá arriba y se obtendrá el número de ciclos, es decir el número de frenadas.

La obtención del factor f , fracción de la tensión última se obtendrá de la siguiente tabla:

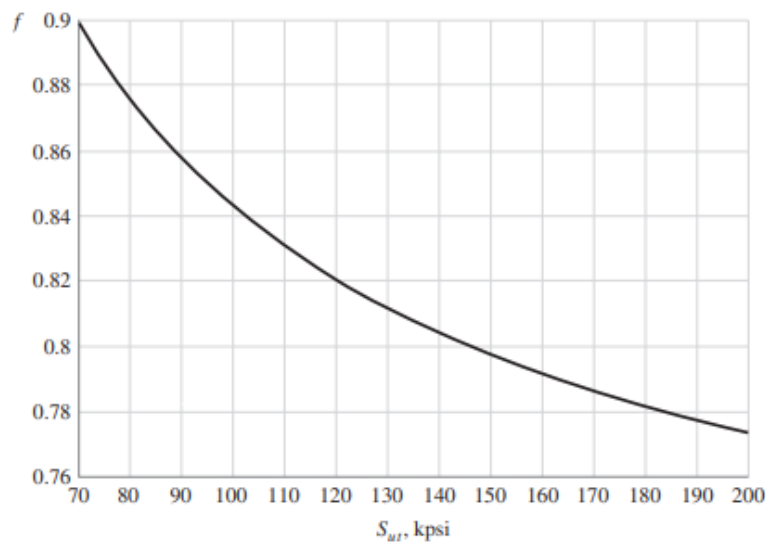


Ilustración 40 Fracción de la tensión última $S_e = 0,5S_{ut}$. Fuente: [2]

Como se puede leer en su pie de página esta representación sirve para el primer caso especificado de la obtención de S_e , que es el supuesto donde se encuentra el trabajo

Mediante estos cálculos se podrá estimar la vida útil de los discos sabiendo aproximadamente el número de frenadas que pueden aguantar a su máximo rendimiento. Este es un dato importante para analizar cada cuanto tiempo conviene el cambio de pastillas o de frenos.

2.4. Fallos en el sistema de frenado por desgaste

El grado de fiabilidad de la acción de frenado es directamente proporcional a la firmeza de todo el sistema de frenado. Esto significa que el coeficiente de fricción entre el disco y la pastilla de frenado debe mantenerse lo más constante posible, bajo cualquier condición. Por lo tanto, el rotor está diseñado para soportar tanto la máxima desaceleración posible (frenado de emergencia) como una serie de ciclos de frenado.

El principal problema para tratar en los ciclos de frenado es el control de los fenómenos de desvanecimiento. Los ciclos de frenado de alta frecuencia provocan un aumento de la temperatura del disco. Por lo tanto, después de un período de crecimiento de la temperatura, el disco alcanzará su equilibrio entre el calor generado por la acción de frenado y el calor disipado. En la balanza se alcanza una temperatura de estado estable. Si la temperatura de estado estacionario es demasiado alta, se producen varios problemas, entre los cuales se encuentra una disminución del coeficiente de fricción y un comportamiento no constante entre los frenos. Para enfrentar este problema, los diseñadores se centran en el rendimiento de los discos que funcionan a altas temperaturas (500–600 ° C o más). Luego, los discos se comprueban en un banco de pruebas que simula condiciones de frenado extremas, como un descenso alpino o una carrera deportiva con este tipo de condiciones se comprueba la buena funcionalidad en situaciones de máximo estrés.

Otros problemas son el desgaste y la corrosión. Para evitar problemas con estos fenómenos, los frenos de disco generalmente están hechos de acero inoxidable martensítico. Debido a su espesor angosto (generalmente menos de 10 mm), los discos se obtienen generalmente por fresado de secciones planas laminadas en caliente. Estas secciones se muelen en la condición recocida (normalizada).

El experimento que llevaron a cabo en el Department of Mechanics, Politecnico di Milano por los siguientes doctores M. Boniardi, F. D'Errico, C. Tagliabue, G. Gotti y G. Perricone [6] muestra el desgaste a lo largo del tiempo de dos discos de freno de motocicleta de unos 280 mm de diámetro y unos 8 mm de espesor hechos de acero inoxidable martensíticos comparables con el AISI 410, excepto con algún cambio químico con el propósito de ganar una mejor respuesta.

Durante el frenado, la superficie del disco está sujeta a tensiones que son la suma de dos componentes. El primer componente es una tensión mecánica, debido al par de frenado y la fricción de la pastilla. El segundo es inducido por las cepas térmicas producidas por gradientes de temperatura inevitables presentes en el disco.

En la Ilustración 41 Esquema presión sobre el disco. se muestra una representación esquemática de la carga mecánica de un disco. Cuando el disco se mueve durante un freno, los esfuerzos circunferenciales de compresión alcanzan sus valores más altos en las almohadillas que se acercan al área pequeña. Los valores más altos se encuentran en el centro de la brida debido a la distribución de presión particular. Tan pronto como la brida pasa a través de las almohadillas, el material se carga en tensión. Al aumentar la distancia de las almohadillas, las tensiones mecánicas disminuyen rápidamente.

Por lo tanto, al frenar, en cada rotación del disco, las áreas alrededor de los agujeros están sujetas a tensiones cíclicas alternativas (tensión a compresión).

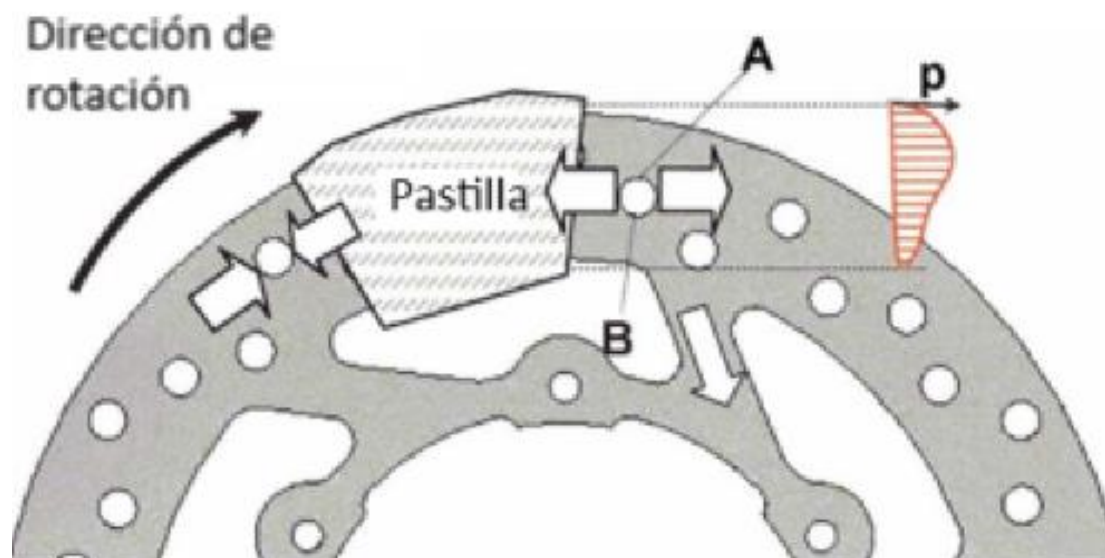


Ilustración 41 Esquema presión sobre el disco. Fuente: [6].

De hecho, se desarrollan tensiones térmicas porque el calentamiento por fricción no es uniforme. Los gradientes térmicos más pequeños o grandes dependen de muchos factores, como la geometría del disco, la presión de frenado, el tipo de pinza, el intervalo de detención entre dos frenos consecutivos, etc.

Esto significa que los agujeros también están sujetos a ciclos de calentamiento-enfriamiento en cada rotación. Este fenómeno produce deformaciones térmicas diferenciales de porciones de material contiguas. Por lo tanto, en cada rotación, las porciones de material cercanas a los agujeros están sujetas a fenómenos de fatiga térmica.

Para obtener datos del desgaste sufrido por los discos se ensayaron dos tipos de disco con la geometría explicada anteriormente, pero con ligeras variaciones en sus componentes, disco A y disco B:

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Al	Cu	Ti	Nb	V	B	Sn
Disc A	0.07	0.38	0.8	0.03	0.00	12.3	0.12	0.10	tr.	0.06	0.00	tr.	0.10	tr	0.0
	8		6	1	3	0	4	0		8	3		0	.	03
Disc B	0.06	0.36	1.5	0.01	0.00	12.1	0.08	0.02	tr.	0.06	0.00	tr.	0.03	tr	0.0
	6		1	9	4	6	4	6		6	2		8	.	01

Tabla 21 Composición disco A y B Fuente: [6].

La dureza se midió en los dos tipos de discos. La medida se llevó a cabo tanto en toda el área de las bridas como en los radios. Se midieron valores de dureza más bajos en los radios, debido a las estructuras ferríticas más suaves: esto está en línea con los análisis de metalografía anteriores. Las Ilustración 42 Dureza en los puntos del disco A. e Ilustración 43 Dureza en los puntos del disco B. informan los valores de dureza y las posiciones de medición relativas. Las áreas de brida de los tipos A y B exhibieron valores similares, lo que demuestra que ambos tipos de discos fueron sometidos a tratamientos de endurecimiento por calor análogos.

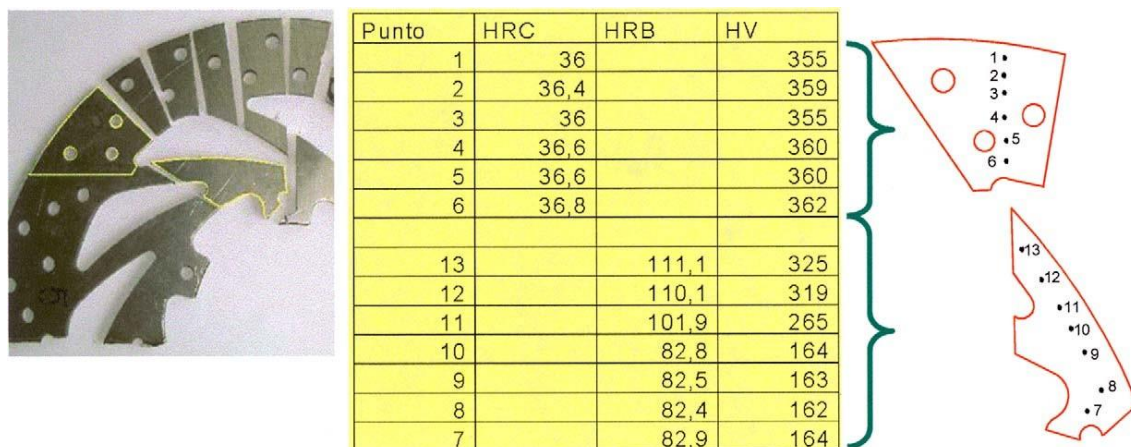


Ilustración 42 Dureza en los puntos del disco A. Fuente: [6].

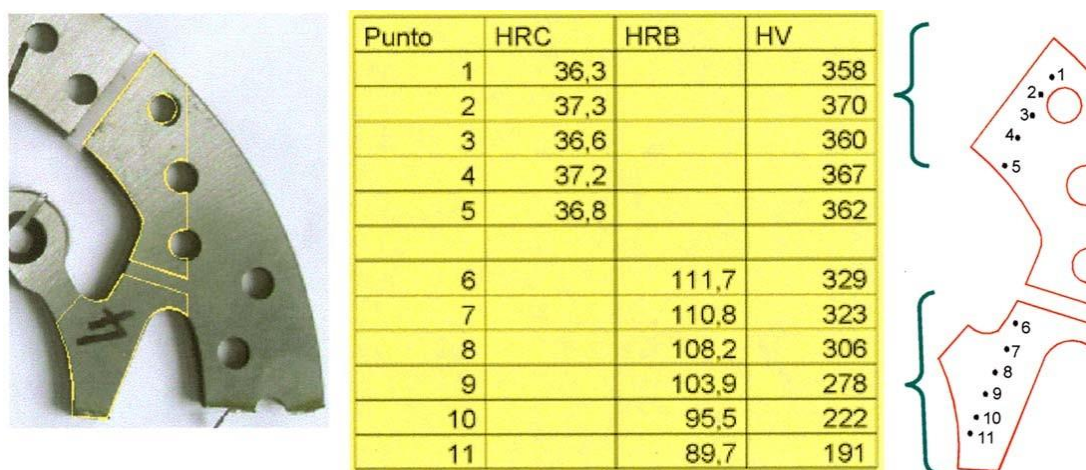


Ilustración 43 Dureza en los puntos del disco B. Fuente:[6].

Para obtener las durezas después de la aplicación de calor se hicieron las pruebas que consistieron en colocar dos muestras de materiales A y B en el horno, exponiéndolos a tres valores de temperatura constante (450 °, 500 ° y 600 °) con intervalos de tiempo variables (0, 5, 6, 12, 24 h). Después de cada prueba, las muestras se sacaron del horno para permitir el enfriamiento por aire y luego se midió su dureza. La Ilustración 44 Durezas con el calor. muestra los resultados obtenidos. El estudio del diagrama mostró que, si se exponen a 450 ° C, ni el primer ni el segundo tipo de discos revelan fenómenos de temple. Pero después de 12 h de exposición a 500 ° C, la muestra B fue templada, mientras que la muestra A logró mantener casi la misma dureza original.

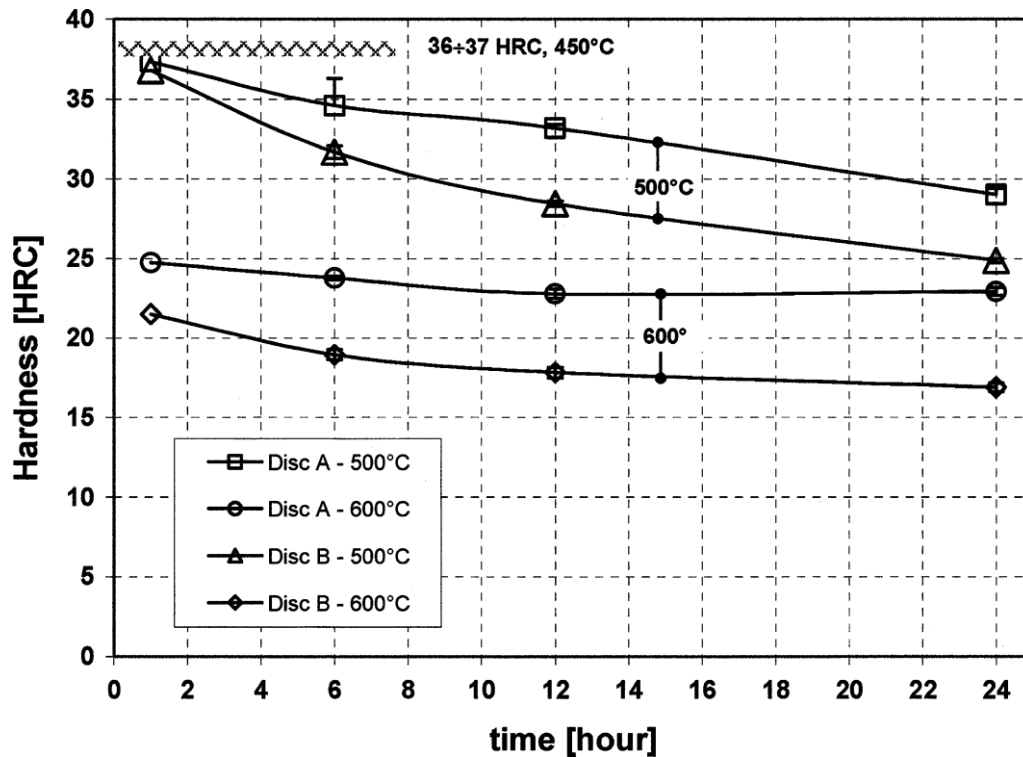


Ilustración 44 Durezas con el calor. Fuente: [6].

Entonces, la exposición prolongada a altas temperaturas causó el temple del disco de tipo B, mientras que el tipo A no mostró ningún tipo de daño relacionado con la exposición a la temperatura. El acero templado pierde su propiedad mecánica dada por el tratamiento térmico porque se cambió la microestructura. Es útil subrayar que todos los tipos de aceros completamente endurecidos están potencialmente inclinados a los fenómenos de templeado cuando se calientan, pero cada uno de estos puede exhibir comportamientos diferentes al mismo valor de tiempo-temperatura.

Entre los aceros martensíticos, el tipo AISI 410 es el más utilizado. Desafortunadamente, junto con los tipos 403 y 416, es el que revela la decadencia más rápida de las propiedades mecánicas asociadas con el aumento de la temperatura; mientras que el tipo 422 conserva un buen comportamiento mecánico hasta 650 °, una resistencia que se debe principalmente a la adición de molibdeno, vanadio y tungsteno.

Por lo tanto, según estos experimentos, la elección del material más apropiado para la construcción de los discos de freno debe tener en cuenta seguramente una elevada dureza, necesaria para evitar daños por desgaste prematuro, pero también debe mantener esta dureza constante durante los ciclos de trabajo a altas temperaturas.

En resumen, se requiere el uso de materiales con buena resistencia al temple, al menos en las condiciones en las que es probable que funcionen y en las condiciones de máxima exigencia, por ejemplo, esto puede ocurrir como consecuencia de un aumento en el freno de torque (similar a un freno de emergencia), un aumento en la frecuencia de frenado (como sucede en condiciones de ABS) o por la disminución del límite de fatiga del material.

En Logroño, a 31 de junio de 2020.

El autor



FDO: Miguel Marín Velasco

Trabajo Fin de Grado

Sistema de frenado para MotoE



ANEXOS DE CÁLCULO

Índice de los Anexos de Cálculo

1. Anexos de cálculos	101
1.1. Ejemplo inicial del cálculo	101
1.2. Análisis final cálculos.....	108
1.3. Resultados obtenidos.....	117
2. Cálculos realizados a ordenador.	124
2.1. Análisis inicial a temperatura ambiente.	124
Descripción.....	124
Información de modelo.....	125
Propiedades de estudio	126
Unidades	126
Propiedades de material.....	127
Cargas y sujeciones	128
Información de contacto.....	129
Información de malla	130
Información de malla - Detalles	130
Fuerzas resultantes	131
Resultados del estudio	132
2.2. Análisis diseño inicial a 300 grados centígrados.	134
Descripción.....	134
Información de modelo.....	135
Propiedades de estudio	136
Unidades	137
Propiedades de material.....	137
Cargas y sujeciones	138
Información de contacto.....	140
Información de malla	140
Información de malla - Detalles	140
Fuerzas resultantes	141
Resultados del estudio	141
2.3. Análisis diseño inicial a 500 grados centígrados.	145
Descripción.....	145
Información de modelo.....	146
Propiedades de estudio	146

Unidades	147
Propiedades de material	147
Cargas y sujeciones	148
Información de contacto	150
Información de malla	150
Información de malla - Detalles	150
Fuerzas resultantes	151
Resultados del estudio	151
2.4. Análisis a temperatura de 100 grados disco final.	155
Descripción.....	155
Información de modelo.....	156
Propiedades de estudio	157
Unidades	157
Propiedades de material	158
Cargas y sujeciones	159
Información de malla	162
Información de malla - Detalles	162
Información sobre el control de malla:.....	162
Fuerzas resultantes	163
Fuerzas de reacción.....	163
Momentos de reacción	163
Resultados del estudio	164
2.5. Análisis a temperatura de 300 grados disco final.	165
Descripción.....	166
Información de modelo.....	167
Propiedades de estudio	168
Unidades	169
Propiedades de material	169
Cargas y sujeciones	170
Información de malla	173
Información de malla - Detalles	173
Información sobre el control de malla:.....	174
Fuerzas resultantes	175
Fuerzas de reacción.....	175

Momentos de reacción	175
Resultados del estudio	176
2.6. Análisis a temperatura de 500 grados disco final.	179
Descripción.....	179
Información de modelo.....	180
Propiedades de estudio	181
Unidades	181
Propiedades de material.....	182
Cargas y sujeciones	183
Información de malla	186
Información de malla - Detalles	186
Información sobre el control de malla:.....	187
Fuerzas resultantes	187
Fuerzas de reacción.....	187
Momentos de reacción	187
Resultados del estudio	188

Índice de ilustraciones de los Anexos de Cálculo

Ilustración 45 Fuerzas en la frenada.	119
Ilustración 46 Esfuerzos en la frenada.	119
Ilustración 47 Calor generado en la frenada.....	121
Ilustración 48 enfriamiento del disco del freno.....	121
Ilustración 49 Obtención factor f.	122
Ilustración 50 Números de ciclos.	123

Índice de tablas de los Anexos de Cálculos

Tabla 22 Especificaciones finales del prediseño del disco.	117
Tabla 23 Especificaciones de las pastillas finales del prediseño.	117
Tabla 24 Esfuerzos a 50 km/h.	118
Tabla 25 Esfuerzos a 100 km/h.	118
Tabla 26 Esfuerzos a 150 km/h.	118
Tabla 27 Esfuerzos a 200 km/h.	118
Tabla 28 Condición de no bloque a 200 km/h.	120
Tabla 29 Pesos en la frenada de 200 Km/h.....	120
Tabla 30 Resultados vida útil 50 km/h.	122
Tabla 31 Resultados vida útil 100 km/h.	122
Tabla 32 Resultados vida útil 150 km/h.....	123
Tabla 33 Resultados vida útil 200 km/h.	123

1. Anexos de cálculos

1.1. Ejemplo inicial del cálculo

En este apartado se representan los diferentes cálculos llevados a cabo desde el principio de la resolución mediante Excel, lo que se ha denominado prediseño. En estas páginas se puede observar la metodología llevada en el cálculo.

Para el cálculo se han seguido los siguientes procedimientos:

Cálculo de esfuerzos:

- Primero a partir de los datos geométricos obtenidos de la moto de análisis, el cálculo de la energía cinética que lleva la moto a las diferentes velocidades y las propiedades iniciales de las pastillas y disco de freno se plantean las ecuaciones de esfuerzos.
- Mediante la hipótesis explicada de tomar en el cálculo la presión constante en la frenada se empieza a calcular la fuerza de rozamiento sobre el disco mediante la siguiente fórmula:

$$f r_t = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

En donde se conocen todos los datos habiendo supuesto una presión de uso y prediseñado una geometría de la pastilla de freno. Con esto se obtiene la fuerza de fricción del frenado.

- Después con la obtención de este resultado se pasa al cálculo de par torsor mediante esta fórmula:

$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot (r_e^3 - r_i^3) \cdot p \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

En donde se conocen todos los parámetros (a lo largo del estudio la presión se interpolará para acabar en la más eficaz).

- Por último, en este apartado se obtiene el esfuerzo debido al momento torsor con la siguiente fórmula:

$$\tau_f = \frac{T_{fr} \cdot r}{J}$$

Sabiendo de la anterior formula todos los factores, que a parte del momento torsor son el radio y el momento de inercia dependiente del disco de freno.

Cálculo longitud, tiempo de frenado y condición de bloqueo:

- Conociendo los datos anteriores se pueden obtener los datos de longitud y tiempo de frenado con los que se puede obtener la desaceleración necesaria para esa frenada. Sabiendo esos datos se calcula la distribución de masas en la frenada.
- Por último, en este apartado mediante esa distribución de las masas se puede interpretar la siguiente fórmula para hallar si hay bloqueo de las ruedas:

$$(Masa_{motocicleta} + Masa_{piloto}) \cdot a_{frenada} < P_{rueda\ delantera} \cdot g \cdot \mu_{roz\ pavimento-neumático}$$

Esta simple inecuación sirve para interpretar si se va a producir un bloque de las ruedas. En el proceso de cálculo es la que guiaba si los parámetros supuestos como son las áreas

de la de las pastillas o la presión son factibles, con estos parámetros se va ajustando los resultados.

Cálculos del apartado térmico:

- Teniendo calculadas las energías cinéticas a las diferentes velocidades y sabiendo ahora si la distribución de las masas se hace:
 - o Primero la energía cinética se multiplica por un factor i (1,05) para tener en cuenta las diferentes inercias internas de la moto y a cierto modo de seguro.
 - o Después se obtiene que parte de la energía debería disiparse en cada uno de los ejes, el delantero y el trasero, esto se hace mediante la relación en la distribución de las masas.
 - o Del dato obtenido de un estudio sobre la termodinámica de los discos de freno se obtiene un factor que especifica cuanta energía del tren delantero absorbe el disco y cuanta la pastilla.

Una vez se ha calculado lo anterior ya se ha obtenido la energía disipada por el freno de disco.

- Entonces se pasa a calcular el calor generado se utiliza la siguiente fórmula:

$$q = \frac{E_{disp-disco}}{A \cdot \Delta t} \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

En ella se conocen los diferentes parámetros y con ella se obtiene el calor generado por metro cuadrado.

- Como último paso es este apartado se calculan las temperaturas a las que puede llegar el disco en su uso a las diferentes velocidades y su posterior temperatura de enfriamiento que sirve de guía para establecer unas propiedades necesarias de los materiales. La temperatura se calcula con la siguiente fórmula:

$$\Delta T = \frac{E_{disco}}{m \cdot C_p} [^{\circ}C]$$

En cuya fórmula se conocen todos los parámetros y como se ha dicho anteriormente el calor específico del material juega una parte importante y es algo a tener en cuenta para definir posteriormente que acero utilizar.

Y el enfriamiento se hará mediante la fórmula de enfriamiento de Newton:

$$T_i - T_{\infty} = (T_1 - T_{\infty}) \cdot e^{\frac{-A \cdot U}{m \cdot C_p} t}$$

En ella aparece otra vez el factor del calor específico y en este caso el factor de coeficiente de transmisión térmica que depende del material. Para la obtención de los resultados en esta fórmula se supone una temperatura ambiente y después se dan valores de tiempo, los demás parámetros son conocidos.

Cálculos del calor disipado:

Cabe destacar que en este apartado se diferenciaron dos maneras diferentes de disipar el calor y esto fue debido a las diferentes áreas que entraban en contacto con el agente más frío, en este caso el aire.

- Partiendo de los datos del aire necesarios para el cálculo posterior, lo primero a obtener es en número de Reynolds:

$$Re = \frac{v_m \cdot D}{\nu}$$

En cuya fórmula se conocen todos los factores, la velocidad del aire, la viscosidad de este y el diámetro del disco.

Después se pasa al cálculo del número de Nusselt:

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,805} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

En ambos casos se saben el número de Reynolds y el número de Prandtl que es referente al aire a una temperatura indicada.

Acto seguido se calcula el coeficiente de transmisión térmica:

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

En esta fórmula se conocen todos los valores siendo k la conductividad térmica del aire. Un el número de Nusselt y D el diámetro.

Por último teniendo todo lo anterior calculado y conociendo el área de las diferentes superficies examinadas del disco, en este proyecto el canto del disco y las dos caras del disco y el rango de temperaturas del estudio, que serán el calculado en el apartado anterior, se calcula el calor disipado con la siguiente fórmula:

$$Q = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) [W]$$

La diferencia establecida entre los dos calores disipados según el área de estudio es el diferente cálculo del número de Reynolds que se hará con la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{v_m \cdot L}{\nu_d}$$

Que a efectos prácticos el factor L se considera igual al diámetro siendo al final la misma fórmula, pero de manera tórica y para otros posibles casos de geometrías diferentes debía de especificarse así.

Cálculo de la vida útil del freno de disco:

- La primera parte del proceso de cálculo de este apartado se basa en tener las propiedades físicas del material. Conociendo su tensión última de rotura que siempre era menor a los 200 kpsi ya se podía obtener de la tabla especificada el valor del coeficiente f y se podía calcular el valor de S_e de una manera sencilla que era mediante la división entre dos de la tensión última de rotura.
- Con estos valores obtenidos el siguiente paso es el cálculo de los parámetros a y b:

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e}$$

De la anterior fórmula se tienen todos los valores con lo cual se calcula a.

$$b = \frac{-1}{3} \cdot \log\left(\frac{S_{ut} \cdot f}{S_e}\right)$$

De la anterior fórmula se tienen todos los valores con lo cual se calcula b.

- Como penúltimo paso se calcula la tensión de uso del disco mediante la siguiente fórmula:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

El factor n se toma como un uno la tensión última ya es conocida el esfuerzo alterno se considera el esfuerzo calculado en el primer apartado debido a la frenada y el esfuerzo continuo el de la presión de las pastillas, ya que como se explicó al inicio esa presión iba a ser constante durante la frenada.

Con todo ello se obtiene el valor del esfuerzo resultante utilizado para el cálculo del número de ciclos mediante la siguiente fórmula donde entran en relación todos los factores obtenidos:

$$N = \left(\frac{S_f}{\sigma_a}\right)^{\frac{1}{b}}$$

Así es como se obtendrían el número de ciclos de frenada en los cuales el disco se comportará de manera adecuada y eficiente.



Velocidad (Km/h)	v(m/s)	Energía del desplazamiento (J)
50	13,8888889	42245,37037
100	27,7777778	168981,4815
150	41,6666667	380208,3333
200	55,5555556	675925,9259

Masa total =	438	kg
Moto	258	kg
Piloto	90	kg
Acompañante	90	kg

Distribución de pesos en la frenada	
-------------------------------------	--

rueda delantera (kg)	359,517509
rueda trasera (kg)	78,4824905

Coeficiente de rozamiento con el asfalto liso	
μ =	0,9

Geometrías	
Distancia entre ejes	1,465 m
dist eje delantero Cg moto (horizontal)	0,6885 m
dist Cg moto suelo (vertical)	0,62 m
dist eje delantero Cg piloto (horizontal)	0,9 m
dist Cg piloto suelo (verical)	1,1 m

$$\begin{aligned}f_r &= \mu \cdot F_p \\df r_t &= 2 \cdot \mu \cdot dF_p \\dA &= r \cdot d\theta \cdot dr \\f r_t &= 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r \cdot d\theta \cdot dr \\dT_{fr} &= r \cdot df r_t \\T_{fr} &= 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr\end{aligned}$$

Cálculos fuerzas en la frenada (considerando presión uniforme)		
--	--	--

frt=	274,889357 N
frt=	28,0213412 Kg de fuerza

Tfr=	106,382181 Nm
tr=	475,164457 N/m^2

$$f r_t = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot (r_e^3 - r_i^3) \cdot p \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

$$\tau_f = \frac{T_{fr} \cdot r}{J}$$

Longitud de frenado (50 km/h)

$$-Masa_{motocicleta} \cdot g \cdot d_{centroGmoto-A} - Masa_{piloto} \cdot g \cdot d_{centroGpiloto-A} + Masa_{motocicleta} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGmoto-A} + Masa_{piloto} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGpiloto-A} + R_B \cdot d_{esjes} = 0$$

Tiempo de frenado (50 km/h)	15,66578597 metros
-----------------------------	--------------------

Condición de no bloqueo

$$(Masa_{motocicleta} + Masa_{piloto}) \cdot a_{frenada} < P_{rueda\,delantera} \cdot g \cdot \mu_{roz\,pavimento-neumático}$$

2696,664594 < 3174,18009

t =	0,751957727 segundos	de desaceleración
a =	6,15676848 m/s^2	

Análisis térmico (50 km/h)		
----------------------------	--	--

Energía para disipar	44357,63889	J
----------------------	-------------	---

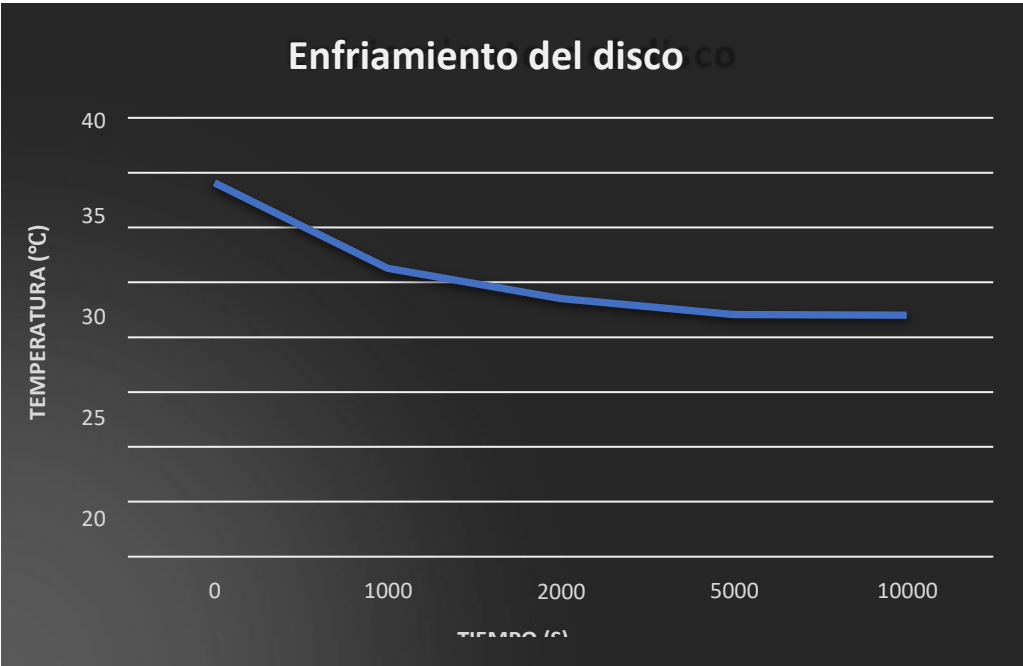
Energía eje delantero	36409,47	J
-----------------------	----------	---

Energía disco delantero	25486,629	J
-------------------------	-----------	---

Calor generado (q)	6164971,162	W/m^2
--------------------	-------------	-------

Calentamiento de las caras del disco	34,07701151	°C
--------------------------------------	-------------	----

t (s)	Enfriamiento	
0	34,07701151	°C
1000	26,27577247	°C
2000	23,51380415	°C
5000	22,06717923	°C
10000	22,00037369	°C





Pastilla de freno	
Área (m²) 2 pastilla	0,00549779
Coeficiente de rozamiento	0,4
Ángulo (θ₂-θ₁) (radianes)	0,7853981635 grados
radio r _e (m)	0,165
radio r _i (m)	0,135

Presión de apriete
250000 Pa

Datos disco de freno	
masa (kg)	1,46649545
radio r _e (m)	0,17
radio r _i (m)	0,13
Densidad media acero (kg/m^3)	7780
espesor (m)	0,005
Conductividad térmica	24,9 J/s * m * °C
Calor específico	510 J/Kg * °C
Coeficiente de transmisión térmica	10,3 J/s * m2 * °C
Módulo de Young	2,1*10^9

Aire

Número de Prandtl (Pr)	0,7251
Viscosidad cinemática ν (m²/s)	1,714*10 ⁻⁶
Conductividad térmica k (W/m* °C)	0,02671

ν = 0,00001714
Pr = 0,7251
k = 0,02671

[37] Y. A. Cengel y M. E. Boles, «Termodinámica - Cengel 7th,» Termodinámica, p. 1456, 2011.

Calor disipado por convección (50 km/h)

Convección frontal

Re = 210683,262

Velocidad del aire 50 km/h que es a la que va la motocicleta

13,8888889 m/s

$$Re = \frac{v_m \cdot D}{\nu}$$
$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,805} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Nu = 468,114302

h = 36,7745088 W/m^2*°C

$$Q = h \cdot As \cdot (T_s - T_\infty) [W]$$

As = 0,00534071 m^2

Área del borde del disco

Q = 6,69278965 W

Convección lateral

Re = 275508,881

Nu = 580,950183

h = 91,2775258 W/m^2*°C

As = 0,03769911 m^2

Q = 117,261779 W

Cálculo de la vida útil (150 km/h)	
Sut	900 Mpa
Se	450 Mpa
f =	0,817

$$f = \frac{\sigma_f}{S_{ut}} \cdot (2 \cdot 10^3)^b$$

$$b = \frac{-1}{3} \cdot \log \left(\frac{S_{ut} \cdot f}{S_e} \right)$$

b = -0,07108402

a = 1201,4802

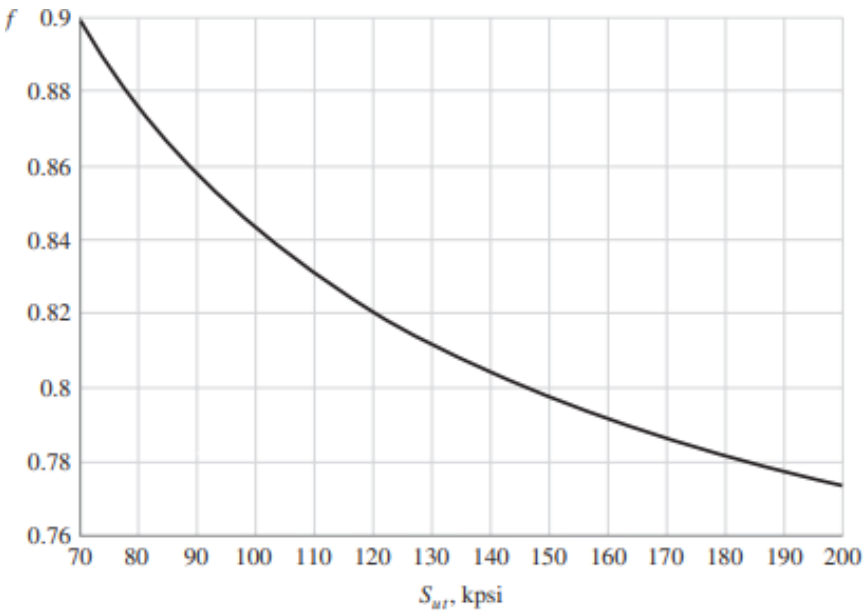
$$\alpha = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e}$$

S_f = 475,336106 Mpa

$$f_r = \mu \cdot F_p$$

N = 462753,446 ciclos, frenadas

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$





Velocidad (Km/h)	v(m/s)	Energía del desplazamiento (J)
50	13,8888889	42245,37037
100	27,7777778	168981,4815
150	41,6666667	380208,3333
200	55,5555556	675925,9259

Coeficiente de rozamiento con el asfalto liso	
μ =	0,9

Geometrías	
Distancia entre ejes	1,465 m
dist eje delantero Cg moto (horizontal)	0,6885 m
dist Cg moto suelo (vertical)	0,62 m
dist eje delantero Cg piloto (horizontal)	0,9 m
dist Cg piloto suelo (verical)	1,1 m

Masa total =	438	kg
Moto	258	kg
Piloto	90	kg
Acompañante	90	kg

Distribución de pesos en la frenada	
-------------------------------------	--

rueda delantera (kg)	390,187291
rueda trasera (kg)	47,8127088

$$-Masa_{motocicleta} \cdot g \cdot d_{centroGmoto-A} - Masa_{piloto} \cdot g \cdot d_{centroGpiloto-A} + Masa_{motocicleta} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGmoto-A} + Masa_{piloto} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGpiloto-A} + R_B \cdot d_{ejes} = 0$$

Condición de no bloqueo

$$(Masa_{motocicleta} + Masa_{piloto}) \cdot a_{frenada} < P_{rueda\,delantera} \cdot g \cdot \mu_{roz\,pavimento-neumático}$$

3235,997513 < 3444,96359

$$f_r = \mu \cdot F_p$$
$$df r_t = 2 \cdot \mu \cdot d F_p$$
$$dA = r \cdot d\theta \cdot dr$$
$$f r_t = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r \cdot d\theta \cdot dr$$
$$dT_{fr} = r \cdot d f r_t$$
$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr$$

Cálculos fuerzas en la frenada (considerando presión uniforme)	
--	--

fr _t =	329,867229 N
fr _t =	33,6256094 Kg de fuerza
T _{fr} =	127,658617 Nm
τ _f =	570,197348 N/m^2

$$f r_t = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$
$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot (r_e^3 - r_i^3) \cdot p \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$
$$\tau_f = \frac{T_{fr} \cdot r}{J}$$

Longitud de frenado (100 km/h)

L =	52,21928658 metros
-----	--------------------

Tiempo de frenado (100 km/h)

t =	3,759788633 segundos
a =	7,388122175 m/s^2 de desaceleración

Análisis térmico (100 km/h)	
-----------------------------	--

Energía para disipar	177430,5556 J
----------------------	---------------

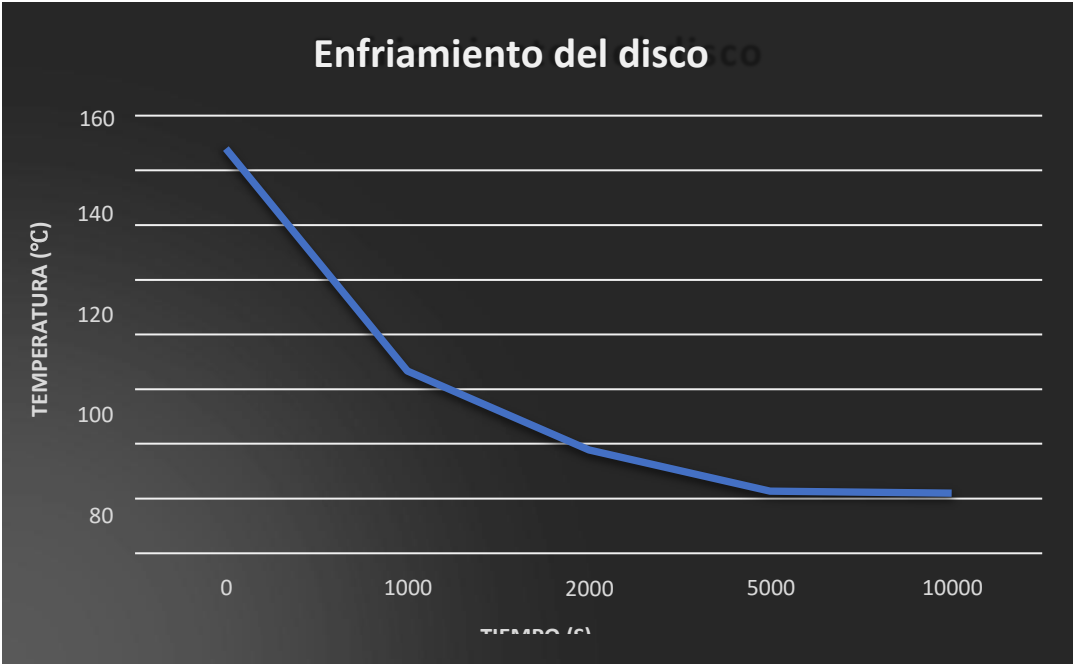
Energía eje delantero	158061,9814 J
-----------------------	---------------

Energía disco delantero	110643,387 J
-------------------------	--------------

Calor generado (q)	5352714,869 W/m^2
--------------------	-------------------

Calentamiento de las caras del disco	147,9362364 °C
--------------------------------------	----------------

t (s)	Enfriamiento
0	147,9362364 °C
1000	66,58674993 °C
2000	37,78559378 °C
5000	22,7005292 °C
10000	22,00389674 °C





Pastilla de freno	
Área (m²) 2 pastilla	0,00549779
Coefficiente de rozamiento	0,4
Ángulo (θ₂-θ₁) (radianes)	0,7853981635 grados
radio r _e (m)	0,165
radio r _i (m)	0,135

Presión de apriete	
300000 Pa	

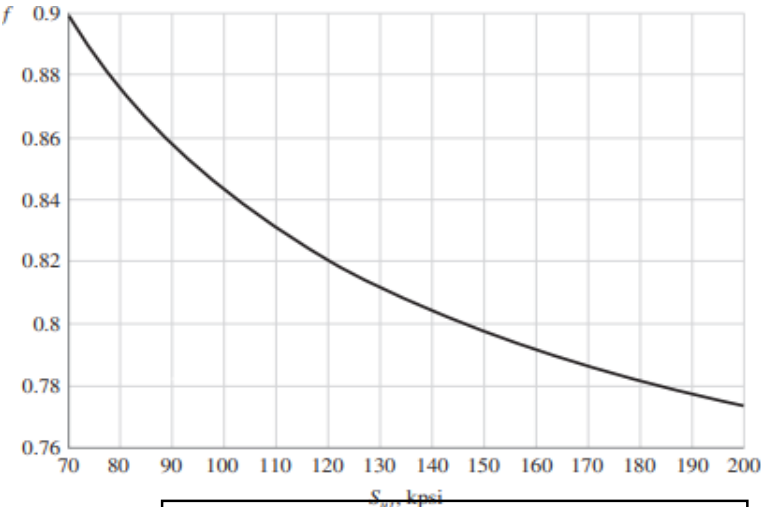
Datos disco de freno		
masa (kg)	1,46649545	
radio r _e (m)	0,17	
radio r _i (m)	0,13	
Densidad media acero (kg/m³)	7780	
espesor (m)	0,005	
Conductividad térmica	24,9	J/s * m * °C
Calor específico	510	J/Kg * °C
Coefficiente de transmisión térmica	10,3	J/s * m2 * °C
Módulo de Young	2,1*10^9	

Aire

Número de Prandtl (Pr)	0,7251
Viscosidad cinemática ν (m²/s)	1,714*10⁻⁴
Conductividad térmica k (W/m* °C)	0,02671

ν = 0,00001714
Pr = 0,7251
k = 0,02671

[37] Y. A. Cengel y M. E. Boles, «Termodinámica - Cengel 7th,» Termodinámica, p. 1456, 2011.



Calor disipado por convección (100 km/h)

Convección frontal

Re = 421366,524

Velocidad del aire 100 km/h que es a la que va la motocicleta

$$Re = \frac{v_m \cdot D}{\nu}$$
$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,805} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Nu = 817,863932

h = 64,2504283 W/m²*°C

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

$$Q = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \text{ [W]}$$

As = 0,00534071 m²

Q = 50,7632463 W

Área del borde del disco

Convección lateral

Re = 551017,762

Nu = 1015,00467

h = 159,475145 W/m²*°C

As = 0,03769911 m²

Q = 889,403206 W

27,7777778 m/s

$$f = \frac{\sigma_f}{S_{ut}} \cdot (2 \cdot 10^3)^b$$

$$b = \frac{-1}{3} \cdot \log \left(\frac{S_{ut} \cdot f}{S_e} \right)$$

b = -0,07108402

a = 1201,4802

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e}$$
$$f_r = \mu \cdot F_p$$

S_r = 570,308242 Mpa

N = 35682,6854 ciclos, frenadas

Cálculo de la vida útil (100 km/h)	
S _{ut}	900 Mpa
S _e	450 Mpa
f	0,817

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

108



Velocidad (Km/h)	v(m/s)	Energía del desplazamiento (J)
50	13,8888889	42245,37037
100	27,7777778	168981,4815
150	41,6666667	380208,3333
200	55,5555556	675925,9259

Coeficiente de rozamiento con el asfalto liso	
μ =	0,9

Geometrías	
Distancia entre ejes	1,465 m
dist eje delantero Cg moto (horizontal)	0,6885 m
dist Cg moto suelo (vertical)	0,62 m
dist eje delantero Cg piloto (horizontal)	0,9 m
dist Cg piloto suelo (verical)	1,1 m

Masa total =	438	kg
Moto	258	kg
Piloto	90	kg
Acompañante	90	kg

Distribución de pesos en la frenada	
-------------------------------------	--

rueda delantera (kg)	405,522182
rueda trasera (kg)	32,4778179

$$-Masa_{motocicleta} \cdot g \cdot d_{centroGmoto-A} - Masa_{piloto} \cdot g \cdot d_{centroGpiloto-A} + Masa_{motocicleta} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGmoto-A} + Masa_{piloto} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGpiloto-A} + R_B \cdot d_{ejes} = 0$$

Condición de no bloqueo

$$(Masa_{motocicleta} + Masa_{piloto}) \cdot a_{frenada} < P_{rueda delantera} \cdot g \cdot \mu_{roz pavimento-neumático}$$

3505,663972 < 3580,35535

$$f_r = \mu \cdot F_p$$
$$df_r_t = 2 \cdot \mu \cdot dF_p$$
$$dA = r \cdot d\theta \cdot dr$$
$$dT_{fr} = r \cdot df_r_t$$
$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr$$

Cálculos fuerzas en la frenada (considerando presión uniforme)	
--	--

fr_t =	357,356164 N
fr_t =	36,4277436 Kg de fuerza

T_fr =	138,296836 Nm
τ_f =	617,713794 N/m^2

Longitud de frenado (150 km/h)

L =	108,4554414 metros
-----	--------------------

Tiempo de frenado (150 km/h)

t =	5,205861185 segundos
a =	8,003799023 m/s^2 de desaceleración

Análisis térmico (150 km/h)	
-----------------------------	--

Energía para disipar	399218,75 J
----------------------	-------------

Energía eje delantero	369616,5722 J
-----------------------	---------------

Energía disco delantero	258731,6006 J
-------------------------	---------------

Calor generado (q)	9040011,238 W/m^2
--------------------	-------------------

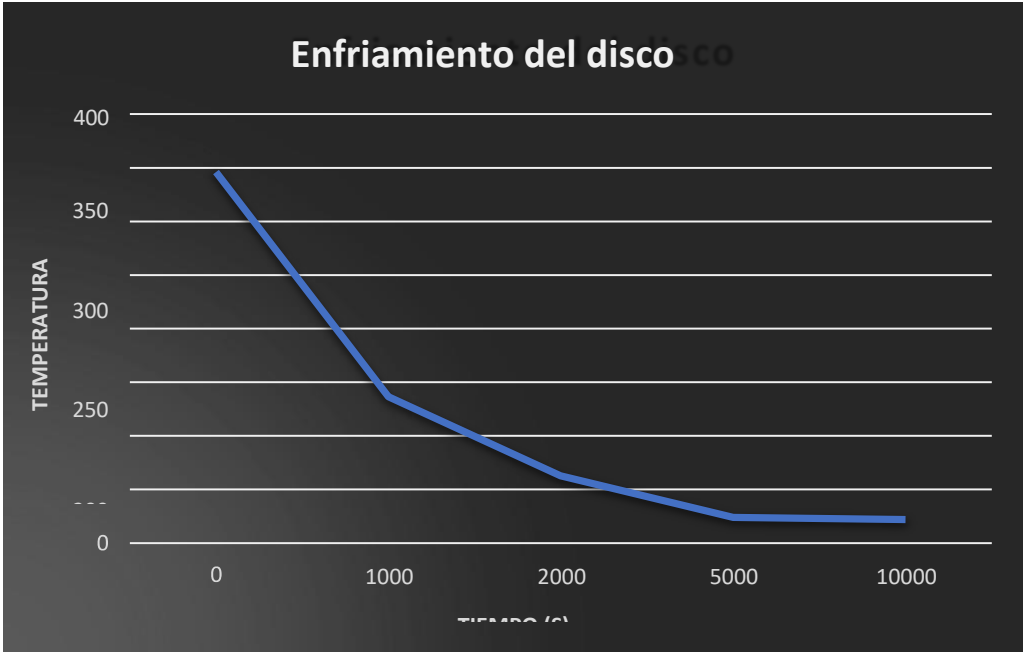
Calentamiento de las caras del disco	345,9382459 °C
--------------------------------------	----------------

t (s)	Enfriamiento
0	345,9382459 °C
1000	136,6878292 °C
2000	62,60433842 °C
5000	23,80192934 °C
10000	22,01002336 °C

$$fr_t = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot (r_e^3 - r_i^3) \cdot p \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

$$\tau_f = \frac{T_{fr} \cdot r}{J}$$





Pastilla de freno	
Área (m²) 2 pastilla	0,00549779
Coeficiente de rozamiento	0,4
Ángulo (θ ₂ -θ ₁) (radianes)	0,78539816
radio r _e (m)	0,165
radio r _i (m)	0,135

35 grados

Presión de apriete	
325000 Pa	

Datos disco de freno		
masa (kg)	1,46649545	
radio r _e (m)	0,17	
radio r _i (m)	0,13	
Densidad media acero (kg/m^3)	7780	
espesor (m)	0,005	
Conductividad térmica	24,9	J/s * m * °C
Calor específico	510	J/Kg * °C
Coeficiente de transmisión térmica	10,3	J/s * m2 * °C
Módulo de Young	2,1*10^9	

Aire

Número de Prandtl (Pr)	0,7251
Viscosidad cinemática ν (m²/s)	1,714*10 ⁻⁶
Conductividad térmica k (W/m* °C)	0,02671

v = 0,00001714
Pr = 0,7251
k = 0,02671

[37] Y. A. Cengel y M. E. Boles, «Termodinámica - Cengel 7th,» Termodinámica, p. 1456, 2011.

Calor disipado por convección (150 km/h)														
$Re = \frac{v_m \cdot D}{\nu}$ $Nu = 0,027 \cdot Re^{0,805} \cdot Pr^{\frac{1}{4}}$	<table><tr><th>Convección frontal</th><td></td></tr><tr><td>Re =</td><td>632049,786</td></tr><tr><td>Nu =</td><td>1133,53392</td></tr><tr><td>h =</td><td>89,0490911 W/m^2*°C</td></tr><tr><td>As =</td><td>0,00534071 m^2</td></tr><tr><td>Q =</td><td>164,523092 W</td></tr></table>	Convección frontal		Re =	632049,786	Nu =	1133,53392	h =	89,0490911 W/m^2*°C	As =	0,00534071 m^2	Q =	164,523092 W	Velocidad del aire 150 km/h que es a la que va la motocicleta
Convección frontal														
Re =	632049,786													
Nu =	1133,53392													
h =	89,0490911 W/m^2*°C													
As =	0,00534071 m^2													
Q =	164,523092 W													
$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$														
$Q = h \cdot As \cdot (T_s - T_\infty) [W]$														

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

$$Q = h \cdot As \cdot (T_s - T_\infty) [W]$$

Convección lateral

Re = 826526,643
Nu = 1406,76483
h = 221,02758 W/m^2*°C
As = 0,03769911 m^2
Q = 2882,54547 W

Cálculo de la vida útil (150 km/h)	
Sut	900 Mpa
Se	450 Mpa
f =	0,817
b =	-0,071084017
a =	1201,4802
S _f =	617,9369381 Mpa
N =	11545,4414 ciclos, frenadas

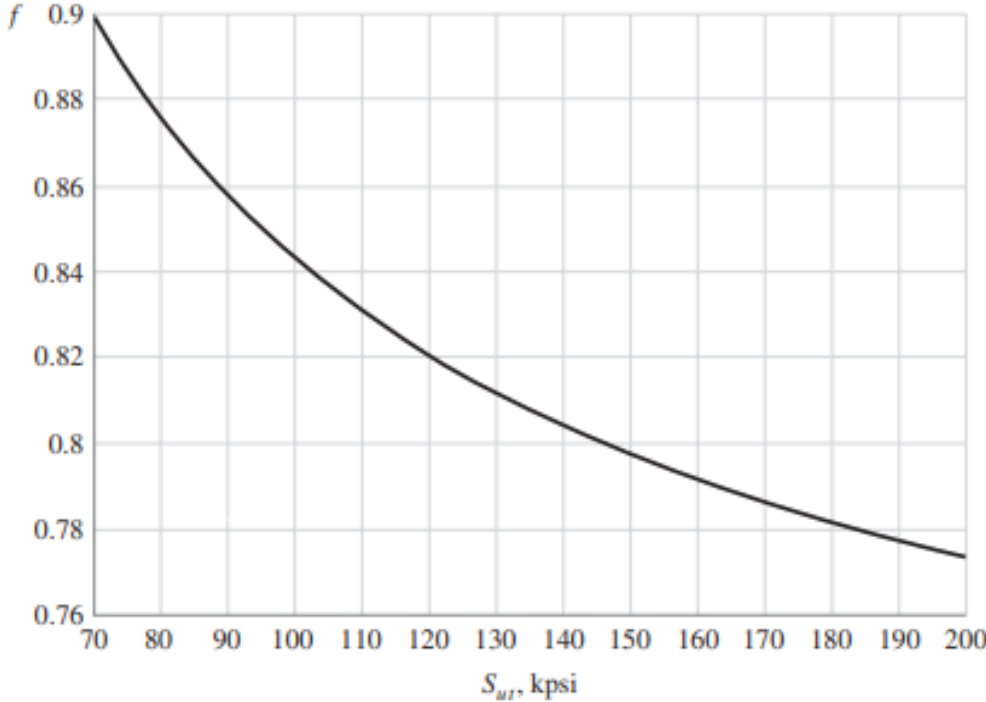
$$f = \frac{\sigma_f}{S_{ut}} \cdot (2 \cdot 10^3)^b$$

$$b = \frac{-1}{3} \cdot \log \left(\frac{S_{ut} \cdot f}{S_e} \right)$$

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e}$$

$$f_r = \mu \cdot F_p$$

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$





Velocidad (Km/h)	v(m/s)	Energía del desplazamiento (J)
50	13,8888889	42245,37037
100	27,7777778	168981,4815
150	41,6666667	380208,3333
200	55,5555556	675925,9259

Coeficiente de rozamiento con el asfalto liso	
μ =	0,9

Geometrías	
Distancia entre ejes	1,465 m
dist eje delantero Cg moto (horizontal)	0,6885 m
dist Cg moto suelo (vertical)	0,62 m
dist eje delantero Cg piloto (horizontal)	0,9 m
dist Cg piloto suelo (verical)	1,1 m

Masa total =	438	kg
Moto	258	kg
Piloto	90	kg
Acompañante	90	kg

Distribución de pesos en la frenada	
-------------------------------------	--

rueda delantera (kg)	411,656138
rueda trasera (kg)	26,3438615

$$-Masa_{motocicleta} \cdot g \cdot d_{centroGmoto-A} - Masa_{piloto} \cdot g \cdot d_{centroGpiloto-A} + Masa_{motocicleta} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGmoto-A} + Masa_{piloto} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGpiloto-A} + R_B \cdot d_{ejes} = 0$$

Condición de no bloqueo

$$(Masa_{motocicleta} + Masa_{piloto}) \cdot a_{frenada} < P_{rueda\ delantera} \cdot g \cdot \mu_{roz\ pavimento-neumático}$$

3613,530556 < 3634,51205

$$f_r = \mu \cdot F_p$$
$$dfr_t = 2 \cdot \mu \cdot dF_p$$
$$dA = r \cdot d\theta \cdot dr$$
$$dT_{fr} = r \cdot dfr_t$$
$$dT_{fr} = r \cdot dfr_t$$

$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr$$

Cálculos fuerzas en la frenada (considerando presión uniforme)	
--	--

fr _t =	368,351739 N
fr _t =	37,5485972 Kg de fuerza

T _{fr} =	142,552123 Nm
τ _r =	636,720372 N/m^2

Longitud de frenado (200 km/h)

L =	187,0541609 metros
-----	--------------------

Tiempo de frenado (200 km/h)

t =	6,733949791 segundos	de desaceleración
a =	8,250069763 m/s^2	

Análisis térmico (200 km/h)	
-----------------------------	--

Energía para disipar	709722,2222	J
----------------------	-------------	---

Energía eje delantero	667035,4095	J
-----------------------	-------------	---

Energía disco delantero	466924,7867	J
-------------------------	-------------	---

Calor generado (q)	12612150,19	W/m^2
--------------------	-------------	-------

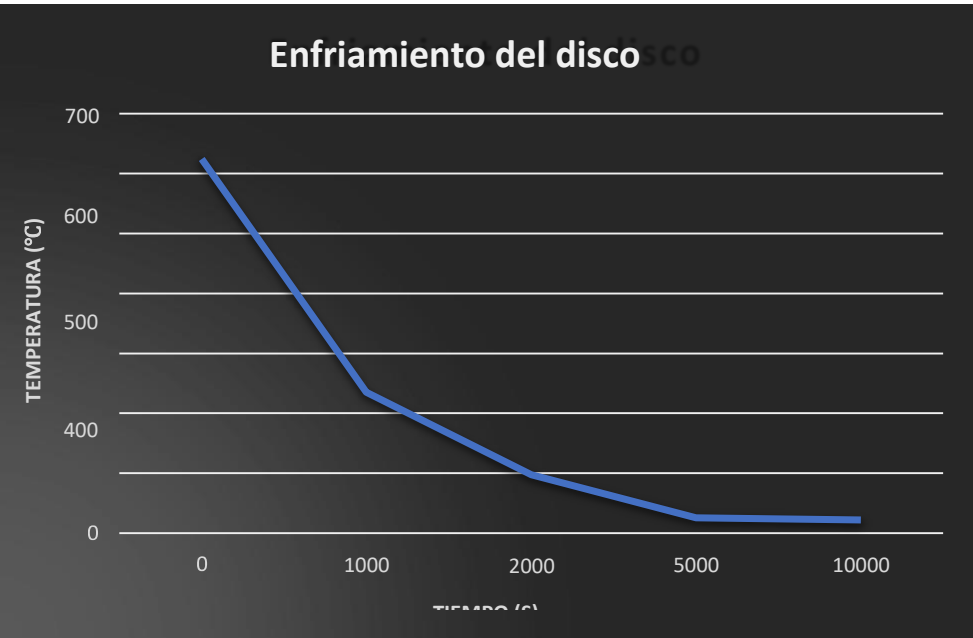
Calentamiento de las caras del disco	624,3038783	°C
--------------------------------------	-------------	----

t (s)	Enfriamiento	
0	624,3038783	°C
1000	235,2410272	°C
2000	97,49633553	°C
5000	25,35035781	°C
10000	22,0186366	°C

$$fr_t = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot (r_e^3 - r_i^3) \cdot p \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

$$\tau_f = \frac{T_{fr} \cdot r}{J}$$





Pastilla de freno	
Área (m²) 2 pastilla	0,00549779
Coefficiente de rozamiento	0,4
Ángulo (θ₂-θ₁) (radianes)	0,78539816
radio r _e (m)	0,165
radio r _i (m)	0,135

35 grados

Presión de apriete
335000 Pa

Datos disco de freno		
masa (kg)	1,46649545	
radio r _e (m)	0,17	
radio r _i (m)	0,13	
Densidad media acero (kg/m³)	7780	
espesor (m)	0,005	
Conductividad térmica	24,9	J/s * m * °C
Calor específico	510	J/Kg * °C
Coefficiente de transmisión térmica	10,3	J/s * m2 * °C
Módulo de Young	2,1*10^9	

Aire

Número de Prandtl (Pr)	0,7251
Viscosidad cinemática ν (m²/s)	1,714*10 ⁻⁴
Conductividad térmica k (W/m* °C)	0,02671

ν = 0,00001714
Pr = 0,7251
k = 0,02671

[37] Y. A. Cengel y M. E. Boles, «Termodinámica - Cengel 7th,» Termodinámica, p. 1456, 2011.

Calor disipado por convección (200 km/h)		
$Re = \frac{v_m \cdot D}{\nu}$	Convección frontal	Velocidad del aire 200 km/h que es a la que va la motocicleta
$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,805} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$	Re = 842733,0481	
$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	Nu = 1428,927528	
$Q = h \cdot As \cdot (T_s - T_\infty) [W]$	h = 112,2548655 W/m²*°C	
	As = 0,005340708 m²	Área del borde del disco
	Q = 374,2829129 W	
Convección lateral		
	Re = 1102035,524	
	Nu = 1773,361134	
	h = 278,6263288 W/m²*°C	
	As = 0,037699112 m²	
	Q = 6557,666169 W	

Cálculo de la vida útil (200 km/h)	
Sut	900 Mpa
Se	450 Mpa
f	0,817

$$f = \frac{\sigma_f}{S_{ut}} \cdot (2 \cdot 10^3)^b$$

$$b = \frac{-1}{3} \cdot \log \left(\frac{S_{ut} \cdot f}{S_e} \right)$$

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e}$$

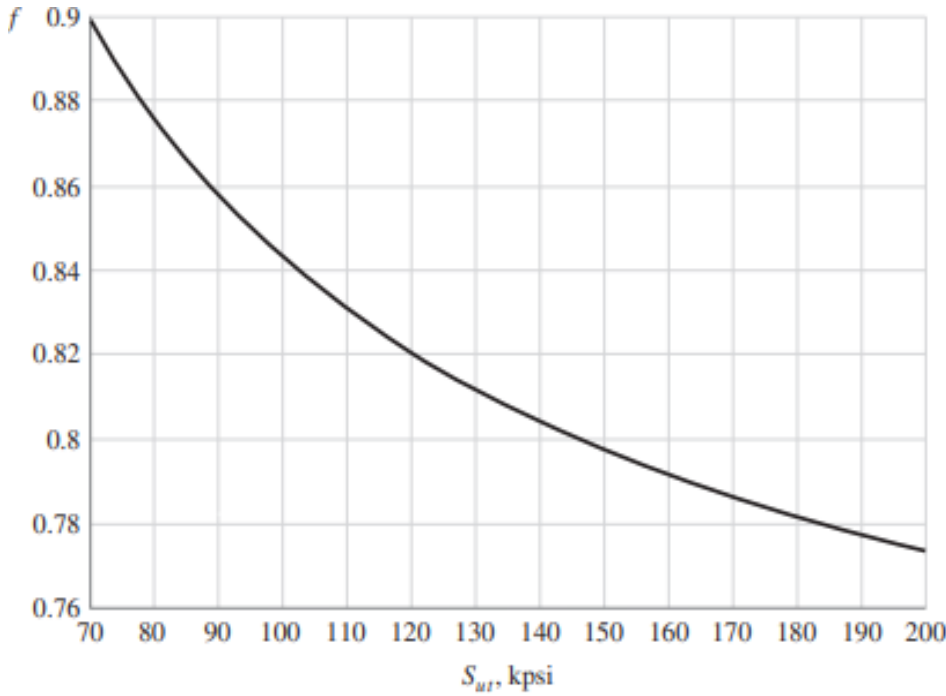
$$N = \left(\frac{S_f}{a} \right)^{\frac{1}{b}}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

b = -0,07108402
a = 1201,4802

Sr = 636,914985 Mpa

N = 7543,91344 ciclos, frenadas



1.2. Análisis final cálculos.

En este apartado se representan los diferentes cálculos llevados a cabo para la finalización del estudio y planificación de los parámetros a diseñar.



Velocidad (Km/h)	v(m/s)	Energía del desplazamiento (J)
50	13,8888889	42245,37037
100	27,7777778	168981,4815
150	41,6666667	380208,3333
200	55,5555556	675925,9259

Coeficiente de rozamiento con el asfalto liso	
μ =	0,9

Geometrías	
Distancia entre ejes	1,465 m
dist eje delantero Cg moto (horizontal)	0,6885 m
dist Cg moto suelo (vertical)	0,62 m
dist eje delantero Cg piloto (horizontal)	0,9 m
dist Cg piloto suelo (verical)	1,1 m

Masa total =	438	kg
Moto	258	kg
Piloto	90	kg
Acompañante	90	kg

$$f_r = \mu \cdot F_p$$
$$dfr_t = 2 \cdot \mu \cdot dF_p$$
$$dA = r \cdot d\theta \cdot dr$$
$$fr_t = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r \cdot d\theta \cdot dr$$
$$dT_{fr} = r \cdot dfr_t$$
$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr$$

Distribución de pesos en la

rueda delantera (kg)	406,226248
rueda trasera (kg)	31,7737517

$$-Masa_{motocicleta} \cdot g \cdot d_{centroGmoto-A} - Masa_{piloto} \cdot g \cdot d_{centroGpiloto-A} + Masa_{motocicleta} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGmoto-A} + Masa_{piloto} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGpiloto-A} + R_B \cdot d_{ejes} = 0$$

Condición de no bloqueo

$$(Masa_{motocicleta} + Masa_{piloto}) \cdot a_{frenada} < P_{rueda delantera} \cdot g \cdot \mu_{roz pavimento-neumático}$$

3518,045087 < 3586,57155

Cálculos fuerzas en la frenada (considerando

fr_t = 358,618256 N

fr_t = 36,5563971 Kg defuerza

T_{fr} = 128,819452 Nm

τ_f = 586,037537 N/m^2

$$fr_t = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot (r_e^3 - r_i^3) \cdot p \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

$$\tau_f = \frac{T_{fr} \cdot r}{J}$$

Longitud de frenado (150

L = 108,0737523 metros

Tiempo de frenado (150

t = 5,187540111 segundos

a = 8,032066409 m/s^2 de desaceleración

Análisis térmico (150 km/h)

Energía para disipar	399218,75	J
----------------------	-----------	---

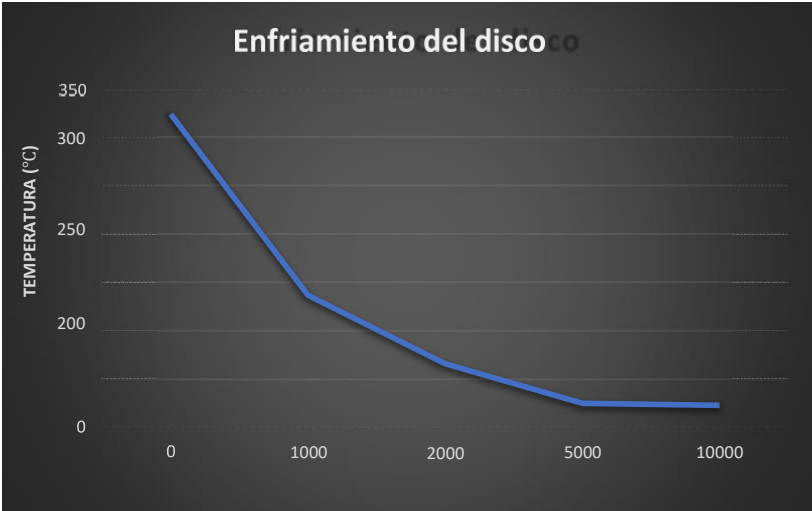
Energía eje delantero	370258,2993	J
-----------------------	-------------	---

Energía disco delantero	259180,8095	J
-------------------------	-------------	---

Calor generado (q)	9055706,475	W/m^2
--------------------	-------------	-------

calentamiento de las caras del disco	324,5818549	°C
--------------------------------------	-------------	----

t (s)	Enfriamiento
0	324,5818549 °C
1000	136,4116511 °C
2000	65,26110671 °C
5000	24,33872815 °C
10000	22,01807659 °C



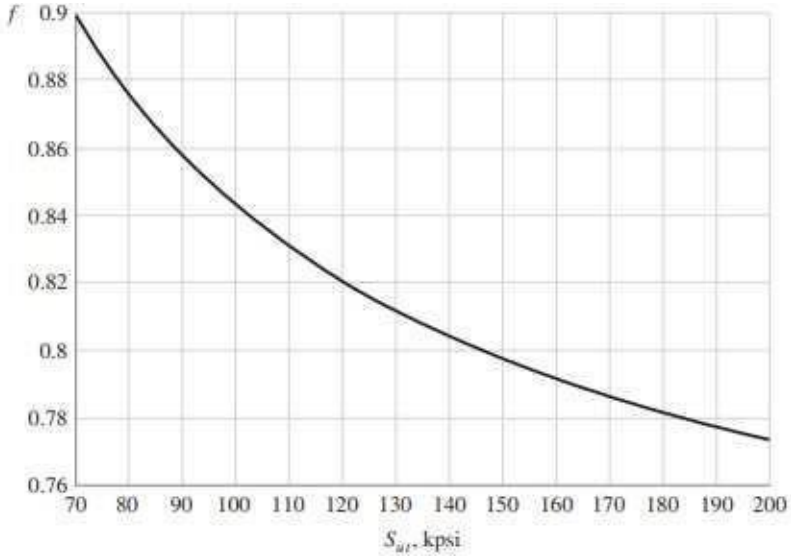


Pastilla de freno	
Área (m²) 2 pastilla	0,0055172
Coefficiente de rozamiento	0,4
Ángulo (θ₂-θ₁) (radianes)	0,78539816
radio r _e (m)	0,165
radio r _i (m)	0,1375

38 grados

Presión de apriete	
325000 Pa	

Datos disco de freno		
masa (kg)	1,4518305	
radio r _e (m)	0,17	
radio r _i (m)	0,13	
Densidad media acero (kg/m^3)	7780	
espesor (m)	0,0055	
Conductividad térmica	24,9	J/s * m * °C
Calor específico	550	J/Kg * °C
Coefficiente de transmisión térmica	10,3	J/s * m2 * °C
Módulo de Young	2,1*10^9	



Aire

Número de Prandtl (Pr)	0,7251
Viscosidad cinemática v (m²/s)	1,714*10 ⁻⁴
Conductividad térmica k (W/m* °C)	0,02671

v = 0,00001714
Pr = 0,7251
k = 0,02671

[37] Y. A. Cengel y M. E. Boles, «Termodinámica - Cengel 7th,» Termodinámica, p. 1456, 2011.

Velocidad del aire 150 km/h que es a la que va la motocicleta

Calor disipado por convección (150 km/h)

Cálculo de la vida útil (150

$$Re = \frac{v_m \cdot D}{\nu}$$

Convección frontal

41,6666667 m/s

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,805} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

632049,786

$$f = \frac{\sigma_f}{S_{ut}} \cdot (2 \cdot 10^3)^b$$

Sut 920 Mpa Aisi
420F Se 460 Mpa
f = 0,817

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Nu = 1133,53392

h = 89,0490911 W/m^2*°C

$$b = \frac{-1}{3} \cdot \log \left(\frac{S_{ut} \cdot f}{S_e} \right)$$

b = -0,071084017

$$Q = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) [W]$$

As = 0,00587478 m^2 Área del borde del disco

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e}$$

Sr = 586,2446347 Mpa

Q = 169,802941 W

$$N = \left(\frac{S_f}{a} \right)^{\frac{1}{b}}$$

N = 32988,17039 ciclos, frenadas

Convección

Re = 826526,643

Nu = 1406,76483

h = 221,02758 W/m^2*°C

As = 0,03769911 m^2

Q = 2704,59242 W

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$



Velocidad (Km/h)	v(m/s)	Energía del desplazamiento (J)
50	13,8888889	42245,37037
100	27,7777778	168981,4815
150	41,6666667	380208,3333
200	55,5555556	675925,9259

Coeficiente de rozamiento con el asfalto liso	
μ =	0,9

Geometrías	
Distancia entre ejes	1,465 m
dist eje delantero Cg moto (horizontal)	0,6885 m
dist Cg moto suelo (vertical)	0,62 m
dist eje delantero Cg piloto (horizontal)	0,9 m
dist Cg piloto suelo (verical)	1,1 m

Masa total =	438	kg
Moto	258	kg
Piloto	90	kg
Acompañante	90	kg

Distribución de pesos en la	
-----------------------------	--

rueda delantera (kg)	390,837199
rueda trasera (kg)	47,1628015

$$-Masa_{motocicleta} \cdot g \cdot d_{centroGmoto-A} - Masa_{piloto} \cdot g \cdot d_{centroGpiloto-A} + Masa_{motocicleta} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGmoto-A} + Masa_{piloto} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGpiloto-A} + R_B \cdot d_{ejes} = 0$$

Condición de no bloqueo

$$(Masa_{motocicleta} + Masa_{piloto}) \cdot a_{frenada} < P_{ruedadelantera} \cdot g \cdot \mu_{roz\,pavimento-neumático}$$

$$3247,426234 < 3450,70163$$

$$f_r = \mu \cdot F_p$$
$$df_r = 2 \cdot \mu \cdot dF_p$$
$$dA = r \cdot d\theta \cdot dr$$
$$f_r = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r \cdot d\theta \cdot dr$$
$$dT_{fr} = r \cdot df_r$$
$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr$$

Cálculos fuerzas en la frenada (considerando	
--	--

$$f_{ri} = 331,032236 \text{ N}$$
$$f_{ri} = 33,7443666 \text{ Kg defuerza}$$
$$T_{fr} = 118,910264 \text{ Nm}$$
$$\tau_f = 540,957727 \text{ N/m}^2$$

$$f_{ri} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$
$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot (r_e^3 - r_i^3) \cdot p \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$
$$\tau_f = \frac{T_{fr} \cdot r}{J}$$

Longitud de frenado (100

$$L = 52,03551037 \text{ metros}$$

Tiempo de frenado (100

$$t = 3,746556747 \text{ segundos}$$
$$a = 7,414215147 \text{ m/s}^2 \text{ de desaceleración}$$

Análisis térmico (100 km/h)	
-----------------------------	--

Energía para disipar	177430,5556 J
----------------------	---------------

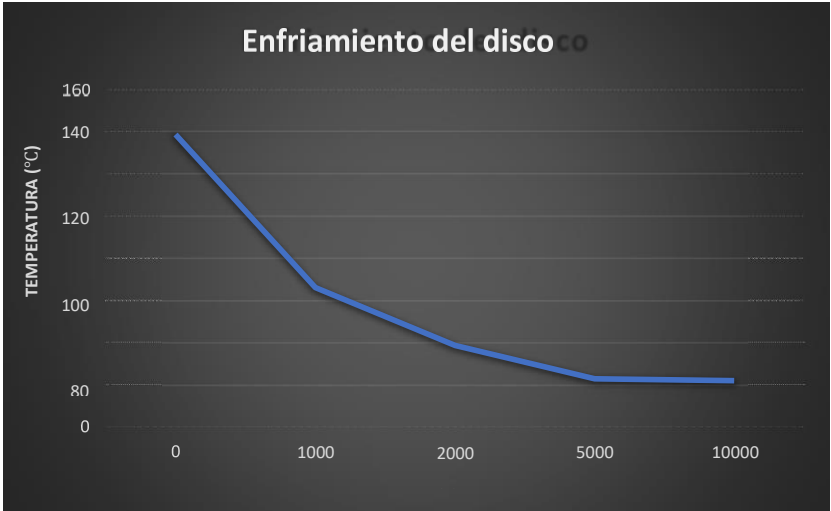
Energía eje delantero	158325,254 J
-----------------------	--------------

Energía disco delantero	110827,6778 J
-------------------------	---------------

Calor generado (q)	5361630,507 W/m^2
--------------------	-------------------

calentamiento de las caras del disco	138,7936603 °C
--------------------------------------	----------------

t (s)	Enfriamiento
0	138,7936603 °C
1000	66,16178731 °C
2000	38,69836747 °C
5000	22,90272637 °C
10000	22,00697739 °C





Pastilla de freno	
Área (m²) 2 pastilla	0,0055172
Coefficiente de rozamiento	0,4
Ángulo (θ ₂ -θ ₁) (radianes)	0,78539816
radio r _e (m)	0,165
radio r _i (m)	0,1375

38 grados

Presión de apriete	
300000	Pa

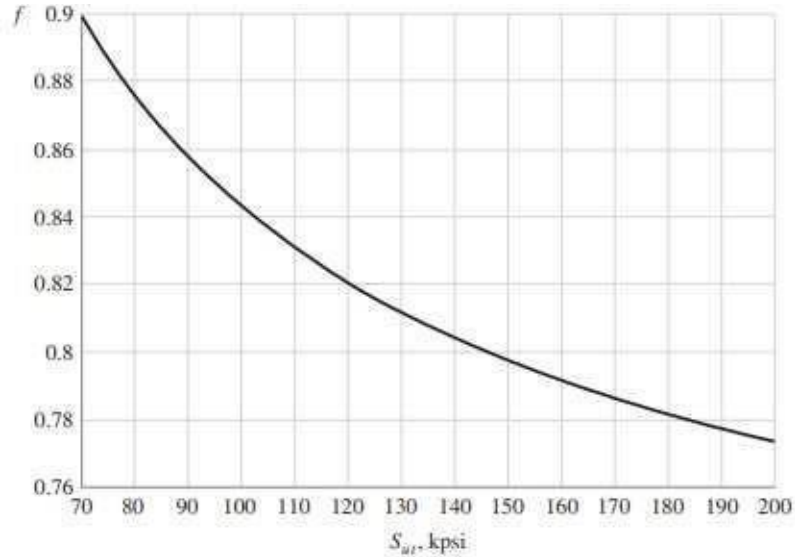
Datos disco de freno		
masa (kg)	1,4518305	
radio r _e (m)	0,17	
radio r _i (m)	0,13	
Densidad media acero (kg/m^3)	7780	
espesor (m)	0,0055	
Conductividad térmica	24,9	J/s * m * °C
Calor específico	550	J/Kg * °C
Coefficiente de transmisión térmica	10,3	J/s * m2 * °C
Módulo de Young	2,1*10^9	

Aire

Número de Prandtl (Pr)	0,7251
Viscosidad cinemática v (m²/s)	1,714*10 ⁻⁴
Conductividad térmica k (W/m* °C)	0,02671

v = 0,00001714
Pr = 0,7251
k = 0,02671

[37] Y. A. Cengel y M. E. Boles, «Termodinámica - Cengel 7th,» Termodinámica, p. 1456, 2011.



Velocidad del aire 100 km/h que es a la que va la motocicleta

Calor disipado por convección (100 km/h)

Cálculo de la vida útil (100

$$Re = \frac{v_m \cdot D}{\nu}$$

Convección frontal

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,805} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

421366,524

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Nu = 817,863932

h = 64,2504283 W/m^2*°C

$$Q = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) [W]$$

As = 0,00587478 m^2 Área del borde del disco

Q = 52,3886414 W

Convección

Re = 551017,762

Nu = 1015,00467

h = 159,475145 W/m^2*°C

As = 0,03769911 m^2

Q = 834,437387 W

27,7777778 m/s

$$f = \frac{\sigma_f}{S_{ut}} \cdot (2 \cdot 10^3)^b$$

$$b = \frac{-1}{3} \cdot \log \left(\frac{S_{ut} \cdot f}{S_e} \right)$$

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e}$$

$$N = \left(\frac{S_f}{a} \right)^{\frac{1}{b}}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Sut 920 Mpa Aisi
420F Se 460 Mpa
f = 0,817

b = -0,07108402

a = 1228,17976

S_f = 541,060646 Mpa

N = 101949,024 ciclos, frenadas



Velocidad (Km/h)	v(m/s)	Energía del desplazamiento (J)
50	13,8888889	42245,37037
100	27,7777778	168981,4815
150	41,6666667	380208,3333
200	55,5555556	675925,9259

Coeficiente de rozamiento con el asfalto liso	
μ =	0,9

Geometrías	
Distancia entre ejes	1,465 m
dist eje delantero Cg moto (horizontal)	0,6885 m
dist Cg moto suelo (vertical)	0,62 m
dist eje delantero Cg piloto (horizontal)	0,9 m
dist Cg piloto suelo (verical)	1,1 m

Masa total =	438	kg
Moto	258	kg
Piloto	90	kg
Acompañante	90	kg

Distribución de pesos en la	
-----------------------------	--

rueda delantera (kg)	412,381868
rueda trasera (kg)	25,6181318

$$-Masa_{motocicleta} \cdot g \cdot d_{centroGmoto-A} - Masa_{piloto} \cdot g \cdot d_{centroGpiloto-A} + Masa_{motocicleta} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGmoto-A} + Masa_{piloto} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGpiloto-A} + R_B \cdot d_{ejes} = 0$$

Condición de no bloqueo	
-------------------------	--

$$(Masa_{motocicleta} + Masa_{piloto}) \cdot a_{frenada} < P_{rueda\ delantera} \cdot g \cdot \mu_{roz\ pavimento-neumático}$$

$$3626,292628 < 3640,91951$$

$$\begin{aligned} f_r &= \mu \cdot F_p \\ df r_t &= 2 \cdot \mu \cdot dF_p \\ dA &= r \cdot d\theta \cdot dr \\ f r_t &= 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r \cdot d\theta \cdot dr \\ dT_{fr} &= r \cdot df r_t \\ T_{fr} &= 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr \end{aligned}$$

Cálculos fuerzas en la frenada (considerando		
--	--	--

$$fr_t = 369,652663 \text{ N}$$

$$fr_t = 37,6812093 \text{ Kg de fuerza}$$

$$T_{fr} = 132,783128 \text{ Nm}$$

$$\tau_i = 604,069462 \text{ N/m}^2$$

$$fr_t = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

$$T_{fr} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot (r_e^3 - r_i^3) \cdot p \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

$$\tau_f = \frac{T_{fr} \cdot r}{J}$$

Longitud de frenado (200	
--------------------------	--

$$L = 186,395858 \text{ metros}$$

Tiempo de frenado (200	
------------------------	--

$$t = 6,710250889 \text{ segundos}$$

$$a = 8,279206914 \text{ m/s}^2 \text{ de desaceleración}$$

Análisis térmico (200 km/h)		
-----------------------------	--	--

Energía para disipar	709722,2222	J
----------------------	-------------	---

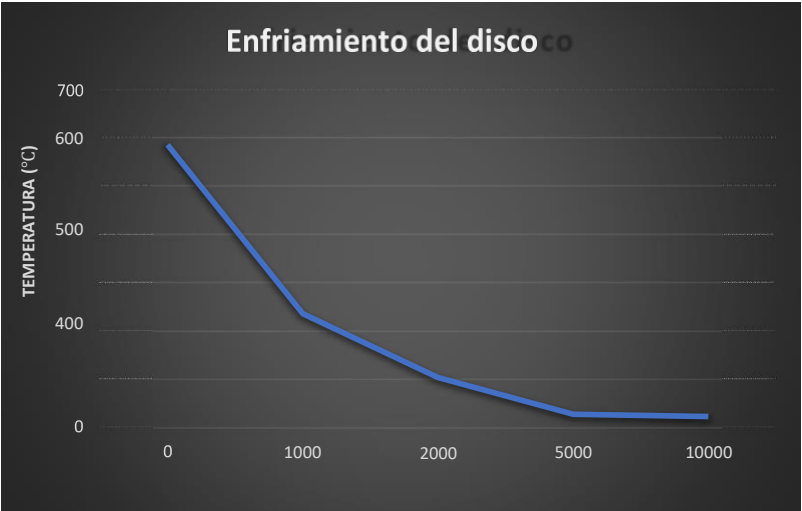
Energía eje delantero	668211,3606	J
-----------------------	-------------	---

Energía disco delantero	467747,9524	J
-------------------------	-------------	---

Calor generado (q)	12634384,8	W/m^2
--------------------	------------	-------

calentamiento de las caras del disco	585,7783156	°C
--------------------------------------	-------------	----

t (s)	Enfriamiento	
0	585,7783156	°C
1000	235,174739	°C
2000	102,6052097	°C
5000	26,3575786	°C
10000	22,03368078	°C





Pastilla de freno	
Área (m²) 2 pastilla	0,0055172
Coefficiente de rozamiento	0,4
Ángulo (θ ₂ -θ ₁) (radianes)	0,85270679
radio r _e (m)	0,165
radio r _i (m)	0,1375

38 grados

Presión de apriete	
335000	Pa

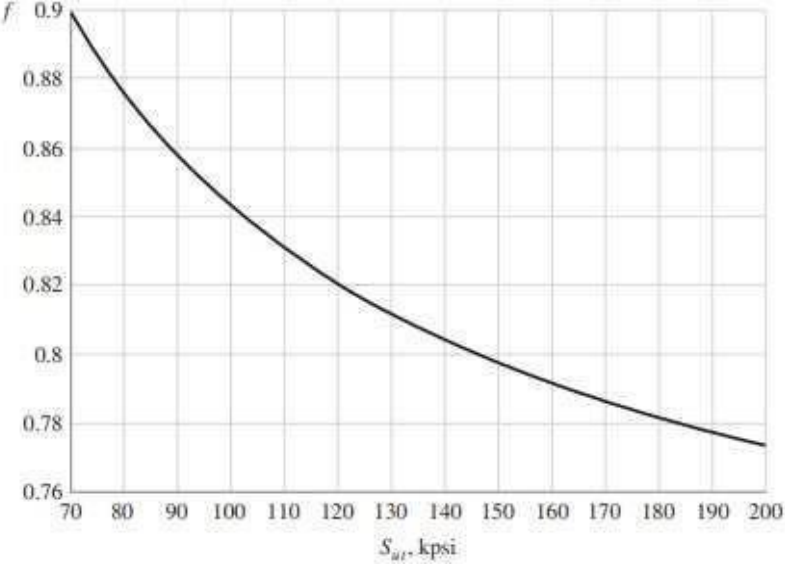
Datos disco de freno		
masa (kg)	1,4518305	
radio r _e (m)	0,17	
radio r _i (m)	0,13	
Densidad media acero (kg/m³)	7780	
espesor (m)	0,0055	
Conductividad térmica	24,9	J/s * m * °C
Calor específico	550	J/Kg * °C
Coefficiente de transmisión térmica	10,3	J/s * m2 * °C
Módulo de Young	2,1*10^9	

Aire

Número de Prandtl (Pr)	0,7251
Viscosidad cinemática ν (m²/s)	1,714*10 ⁻⁴
Conductividad térmica k (W/m* °C)	0,02671

ν = 0,00001714
Pr = 0,7251
k = 0,02671

[37] Y. A. Cengel y M. E. Boles, «Termodinámica - Cengel 7th,» Termodinámica, p. 1456, 2011.



Velocidad del aire 200 km/h que es a la que va la motocicleta

Calor disipado por convección (200 km/h)

$$Re = \frac{v_m \cdot D}{\nu}$$

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,805} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

$$Q = h \cdot As \cdot (T_s - T_\infty) [W]$$

Convección frontal

Nu = 1428,927528

h = 112,2548655 W/m²*°C

As = 0,005874778 m² Área del borde del disco

Q = 386,3046572 W

Convección

Re = 1102035,524

Nu = 1773,361134

h = 278,6263288 W/m²*°C

As = 0,037699112 m²

Q = 6152,995001 W

55,5555556 m/s

$$f = \frac{\sigma_f}{S_{ut}} \cdot (2 \cdot 10^3)^b$$

$$b = \frac{-1}{3} \cdot \log \left(\frac{S_{ut} \cdot f}{S_e} \right)$$

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e}$$

$$N = \left(\frac{S_f}{a} \right)^{\frac{1}{b}}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Cálculo de la vida útil (200

Sut 920 Mpa Aisi
420F Se 460 Mpa
f = 0,817

b = -0,07108402

a = 1228,17976

S_f = 604,25008 Mpa

N = 21554,4528 ciclos, frenadas



Velocidad (Km/h)	v(m/s)	Energía del desplazamiento (J)
50	13,8888889	42245,37037
100	27,7777778	168981,4815
150	41,6666667	380208,3333
200	55,5555556	675925,9259

Coeficiente de rozamiento con el asfalto liso	
μ =	0,9

Geometrías		
Distancia entre ejes	1,465	m
dist eje delantero Cg moto (horizontal)	0,6885	m
dist Cg moto suelo (vertical)	0,62	m
dist eje delantero Cg piloto (horizontal)	0,9	m
dist Cg piloto suelo (verical)	1,1	m

Masa total =	438	kg
Moto	258	kg
Piloto	90	kg
Acompañante	90	kg

$$f_r = \mu \cdot F_p$$
$$df_{r_t} = 2 \cdot \mu \cdot dF_p$$
$$dA = r \cdot d\theta \cdot dr$$
$$f_{r_t} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r \cdot d\theta \cdot dr$$
$$dT_{f_r} = r \cdot df_{r_t}$$
$$T_{f_r} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr$$

Distribución de pesos en la frenada		
-------------------------------------	--	--

rueda delantera (kg)	360,059099
rueda trasera (kg)	77,9409011

$$-Masa_{motocicleta} \cdot g \cdot d_{centroGmoto-A} - Masa_{piloto} \cdot g \cdot d_{centroGpiloto-A} + Masa_{motocicleta} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGmoto-A} + Masa_{piloto} \cdot a_{frenada} \cdot h_{centroGpiloto-A} + R_B \cdot d_{ejes} = 0$$

Condición de no bloqueo

$$(Masa_{motocicleta} + Masa_{piloto}) \cdot a_{frenada} < P_{rueda delantera} \cdot g \cdot \mu_{roz pavimento-neumático}$$

2706,188529 < 3178,96178

Cálculos fuerzas en la frenada (considerando presión uniforme)		
--	--	--

f_{r_t} = 275,860197 N

f_{r_t} = 28,1203055 Kg de fuerza

T_{fr} = 99,0918864 Nm

τ_r = 450,798106 N/m^2

$$f_{r_t} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

$$T_{f_r} = 2 \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot (r_e^3 - r_i^3) \cdot p \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

$$\tau_f = \frac{T_{f_r} \cdot r}{J}$$

Longitud de frenado (50 km/h)

L = 15,61065311 metros

Tiempo de frenado (50 km/h)

t = 0,749311349 segundos

a = 6,178512622 m/s^2 de desaceleración

Análisis térmico (50 km/h)		
----------------------------	--	--

Energía para disipar	44357,63889	J
----------------------	-------------	---

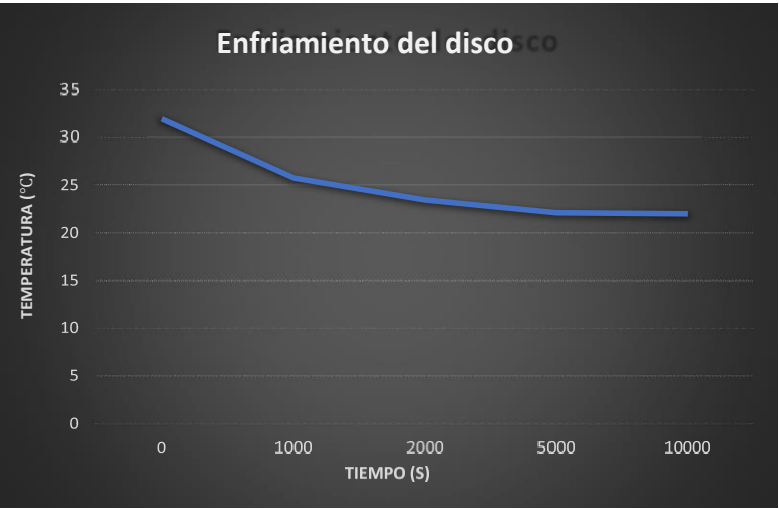
Energía eje delantero	36464,31846	J
-----------------------	-------------	---

Energía disco delantero	25525,02292	J
-------------------------	-------------	---

Calor generado (q)	6174258,285	W/m^2
--------------------	-------------	-------

calentamiento de las caras del disco	31,96594417	°C
--------------------------------------	-------------	----

t (s)	Enfriamiento	
0	31,96594417	°C
1000	25,76830305	°C
2000	23,42486328	°C
5000	22,07702919	°C
10000	22,00059538	°C





Pastilla de freno	
Área (m²) 2 pastilla	0,0055172
Coeficiente de rozamiento	0,4
Ángulo (θ ₂ -θ ₁) (radianes)	0,7853981638 grados
radio r _e (m)	0,165
radio r _i (m)	0,1375

Presión de apriete	
250000	Pa

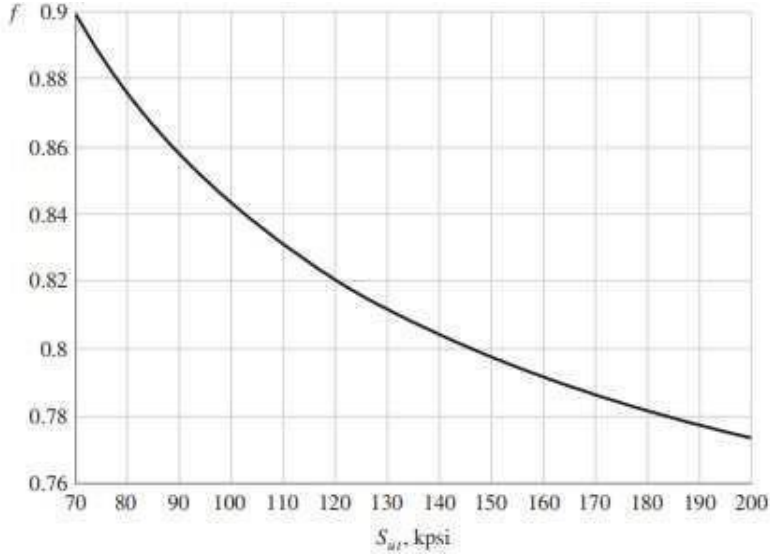
Datos disco de freno		
masa (kg)	1,4518305	
radio r _e (m)	0,17	
radio r _i (m)	0,13	
Densidad media acero (kg/m^3)	7780	
espesor (m)	0,0055	
Conductividad térmica	24,9	J/s * m * °C
Calor específico	550	J/Kg * °C
Coeficiente de transmisión térmica	10,3	J/s * m2 * °C
Módulo de Young	2,1*10^9	

Aire

Número de Prandtl (Pr)	0,7251
Viscosidad cinemática ν (m²/s)	1,714*10 ⁻⁶
Conductividad térmica k (W/m* °C)	0,02671

ν = 0,00001714
Pr = 0,7251
k = 0,02671

[37] Y. A. Cengel y M. E. Boles, «Termodinámica - Cengel 7th,» Termodinámica, p. 1456, 2011.



Velocidad del aire 50 km/h que es a la que va la motocicleta

Calor disipado por convección (50 km/h)

Cálculo de la vida útil (150 km/h)

$$Re = \frac{v_m \cdot D}{\nu}$$

Convección frontal

13,8888889 m/s

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,805} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Re = 210683,262

$$f = \frac{\sigma_f}{S_{ut}} \cdot (2 \cdot 10^3)^b$$

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Nu = 468,114302
h = 36,7745088 W/m^2*°C

$$b = \frac{-1}{3} \cdot \log \left(\frac{S_{ur} \cdot f}{S_e} \right)$$

$$Q = h \cdot As \cdot (T_s - T_\infty) \text{ [W]}$$

As = 0,00587478 m^2 Área del borde del disco
Q = 6,90598923 W

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e}$$

Sut 920 Mpa Aisi 420F
Se 460 Mpa
f = 0,817
b = -0,07108402
a = 1228,17976
Sr = 450,95741 Mpa
N = 1322200,6 ciclos, frenadas

$$\frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{n}$$

Convección lateral

Re = 275508,881
Nu = 580,950183
h = 91,2775258 W/m^2*°C
As = 0,03769911 m^2
Q = 109,997424 W

1.3. Resultados obtenidos

Mediante la programación del Excel representado anteriormente se obtuvieron los resultados del prediseño siguientes:

- En el cálculo de tensiones y esfuerzos sobre el disco se partió finalmente de esta base:

Datos disco de freno		
masa (kg)	1,4518305	
radio r_e (m)	0,17	
radio r_i (m)	0,13	
Densidad media acero (kg/m^3)	7780	
espesor (m)	0,0055	
Conductividad térmica	24,9	$\text{J/s} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}$
Calor específico	550	$\text{J/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$
Coeficiente de transmisión térmica	10,3	$\text{J/s} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
Módulo de Young	$2,1 \cdot 10^9$	

Tabla 22 Especificaciones finales del prediseño del disco.

Donde r_e es el radio exterior y r_i interior. Los valores térmicos y de densidad son valores orientativos que cuando se realicen los diseños a ordenador serán empleados aceros con unas especificaciones diferentes, pero deberán estar cerca de los valores anteriores.

Para realizar los cálculos de esfuerzos como ya se ha detallado se supone una presión de la pastilla constante. Con los siguientes parámetros de las pastillas:

Pastilla de freno	
Área (m^2) 2 pastillas	0,0055172
Coeficiente de rozamiento	0,4
Ángulo ($\theta_2 - \theta_1$) (radianes)	0,85270679
radio r_e (m)	0,165
radio r_i (m)	0,1375

Tabla 23 Especificaciones de las pastillas finales del prediseño.

Al igual que con los parámetros del disco estas pastillas no corresponden exactamente a ninguna presente en el mercado, con lo cual a la hora de hacer los diseños a ordenador se escogerán los materiales y componentes más parecidos a los calculados.

Entonces teniendo estos datos en cuenta se dieron estos resultados de esfuerzos sobre el disco:

- A una velocidad de 50 km/h.

$f_{r_t} =$	275,860197	N
$f_{r_t} =$	28,1203055	Kg de fuerza
$T_{fr} =$	99,0918864	Nm
$\tau_f =$	450,798106	N/m ²

Tabla 24 Esfuerzos a 50 km/h.

- A 100 km/h.

$f_{r_t} =$	331,032236	N
$f_{r_t} =$	33,7443666	Kg de fuerza
$T_{fr} =$	118,910264	Nm
$\tau_f =$	540,957727	N/m ²

Tabla 25 Esfuerzos a 100 km/h.

- A 150 km/h.

$f_{r_t} =$	358,618256	N
$f_{r_t} =$	36,5563971	Kg de fuerza
$T_{fr} =$	128,819452	Nm
$\tau_f =$	586,037537	N/m ²

Tabla 26 Esfuerzos a 150 km/h.

- A 200 km/h.

$f_{r_t} =$	369,652663	N
$f_{r_t} =$	37,6812093	Kg de fuerza
$T_{fr} =$	132,783128	Nm
$\tau_f =$	604,069462	N/m ²

Tabla 27 Esfuerzos a 200 km/h.

Como resumen y de manera explicativa para entender estos resultados se han elaborado las siguientes ilustraciones:

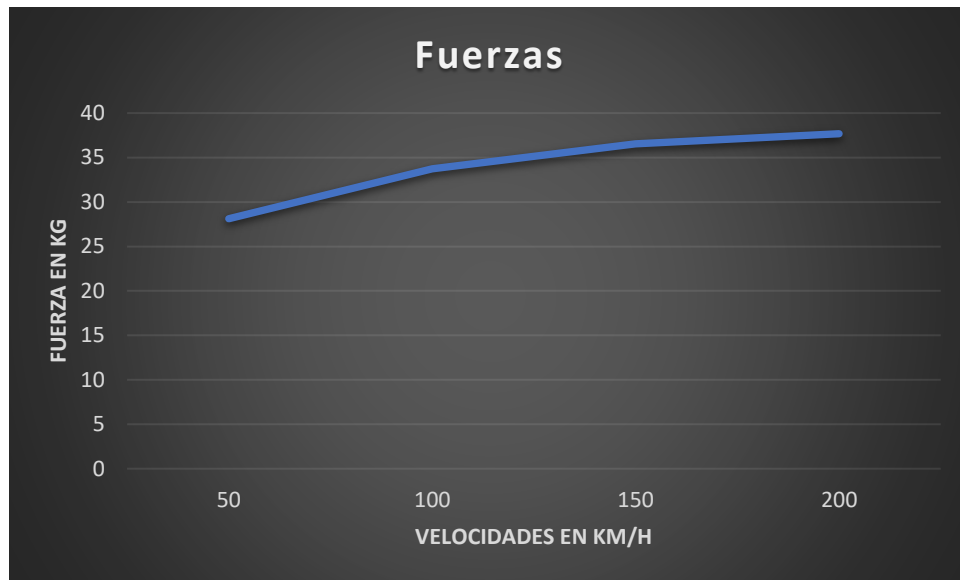


Ilustración 45 Fuerzas en la frenada.

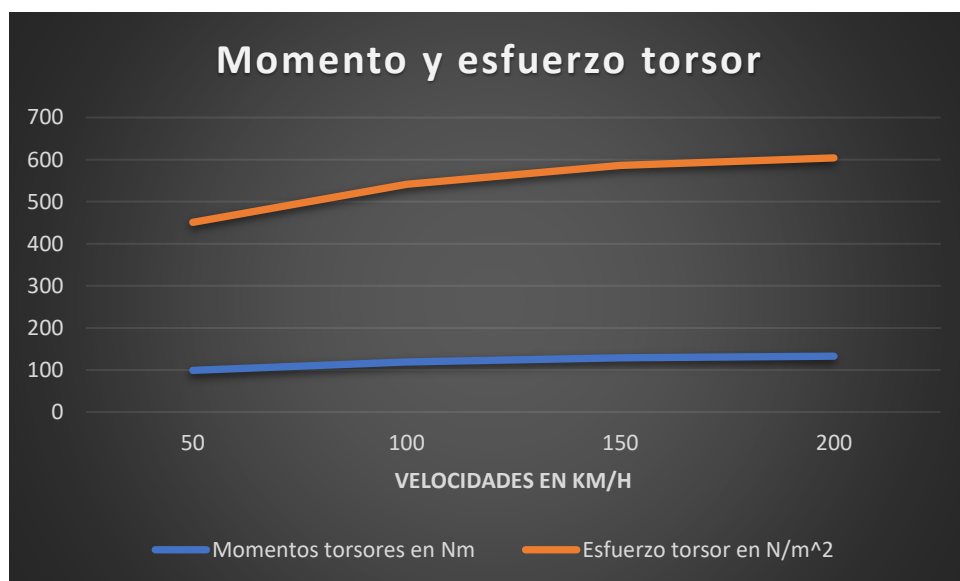


Ilustración 46 Esfuerzos en la frenada.

Teniendo en cuenta que los rangos de presiones utilizadas van en aumento se ve una clara subida en ambas ilustraciones. Esta subida de las fuerzas y esfuerzos soportados por el disco tendrá una clara consecuencia en el ámbito térmico.

Estos resultados eran de esperar y sobre todo su tendencia ascendente debido a que a cuanto más velocidad se vaya más fuerza es necesaria someter sobre el disco.

Los valores obtenidos se encuadran dentro de unos valores lógicos y probables, los cuales dan una aproximación y ayudan al predimensionamiento del disco y pastilla.

Para la comprobación de que no se registrase ningún vuelco en la frenada y que por supuesto no se den bloqueos en las ruedas se realizaron los cálculos detallados en los anexos en el apartado de proceso de cálculo de las fuerzas de frenado. Como solución más relevante es la de la situación en la que la moto viaja a una velocidad de 200 km/h ya que su desaceleración es la mayor de todas produciendo un reparto de masas más límite.

Los resultados del reparto de masas y de la condición de no bloque son los siguientes:

Condición de no bloqueo	
2706,188529	< 3178,96178

Tabla 28 Condición de no bloque a 200 km/h.

Distribución de pesos en la frenada	
rueda delantera (kg)	412,38
rueda trasera (kg)	25,62

Tabla 29 Pesos en la frenada de 200 Km/h.

Como se puede observar en este caso, y habiendo optado por una de las distribuciones de masas más llevadas al límite para estar desde el lado de la seguridad, el 89% de la masa de la motocicleta recae sobre el eje delantero.

Respecto a la condición de no bloque se satisface ya que se jugó con las distancias de frenado y tiempo de frenado para variar la desaceleración necesaria y que así se cumpliera.

Estos dos ámbitos del cálculo junto con la distancia de frenado y tiempo de frenado fueron factores clave de restricción en el diseño y cálculo.

Ya que como es entendible a mayor desaceleración más parte de la masa se pasa hacia el eje delantero y que más fácil es el bloqueo de las ruedas.

- Cálculos del análisis térmico.

Los valores de este apartado ya han sido correctamente dispuestos en la memoria del documento, pero a modo de resumen se pueden realizar las siguientes explicaciones. Para una mejor valoración de estos datos se ha realizado las siguientes ilustraciones explicativas:

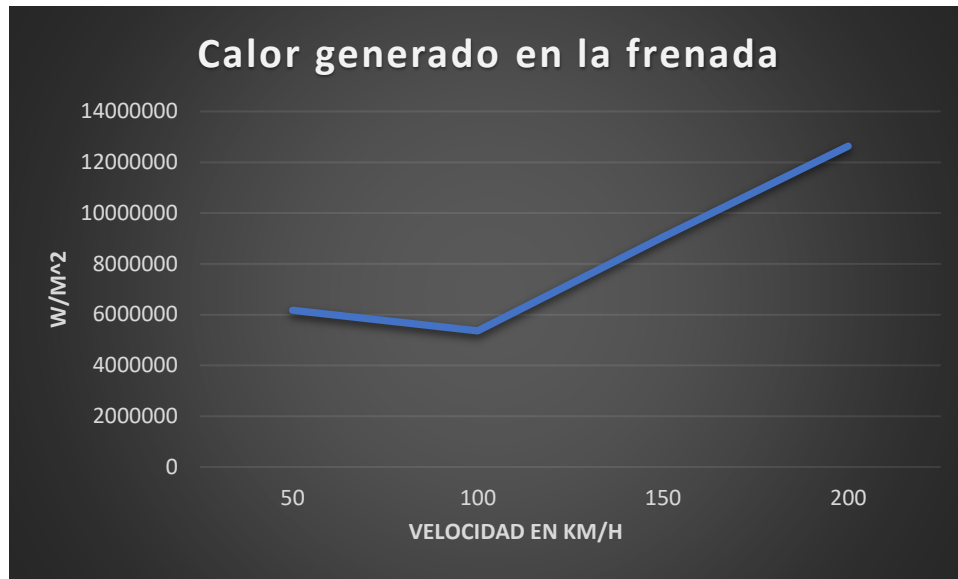


Ilustración 47 Calor generado en la frenada.

Aunque la gráfica parezca errónea en el punto de 100 km/h, pero esto es debido a que justo en ese rango de velocidades el factor más determinante a la hora de valorar el calor generado instantáneamente es la duración de la frenada. Otro motivo es que la frenada a 50 km/h está más apurada. Aun así, se puede apreciar un claro aumento en el calor en cada uno de los tramos de velocidades. Y los datos de los enfriamientos en cada una de las velocidades son los siguientes:

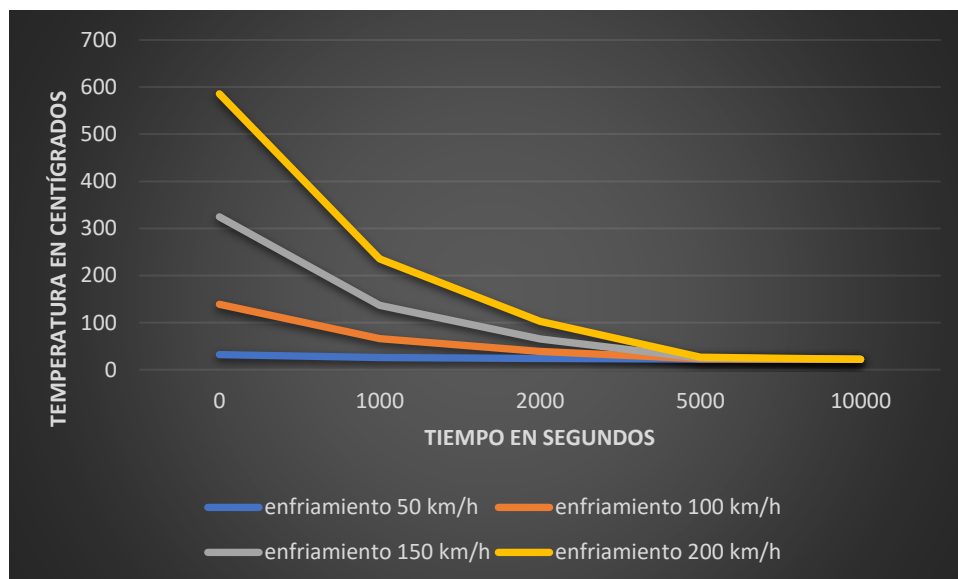


Ilustración 48 enfriamiento del disco del freno.

Los demás cálculos del calor disipado ya han sido explicados y enunciados en el apartado de resultados del prediseño, los resultados del calor disipado y los cálculos intermedios de los números de Reynolds y Nusselt.

- Los cálculos no explicados de la obtención del número de ciclos:

A 50 km/h son:

Sut	920	MPa
Se	460	MPa
f =	0,817	
b =	-0,07108402	
a =	1228,17976	
S _f =	450,957411	MPa
N =	1322200,6	ciclos, frenadas

Tabla 30 Resultados vida útil 50 km/h.

Los valores de Sut, Se, f, a y b son iguales para todas las velocidades que han sido analizadas.

El valor de f ha sido obtenido a partir de la siguiente ilustración:

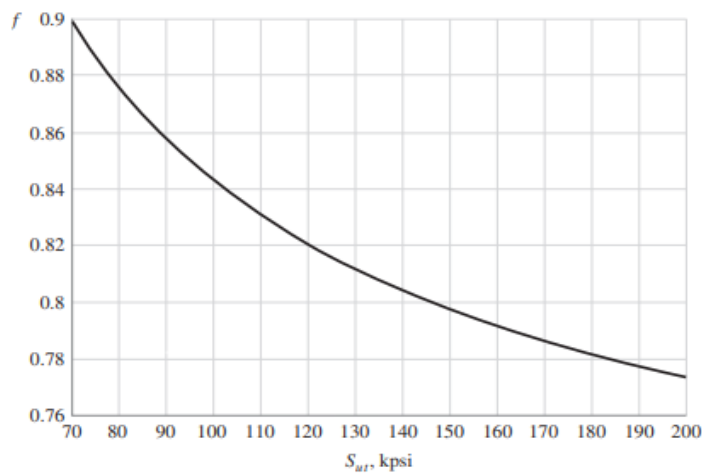


Ilustración 49 Obtención factor f.

Y los coeficientes a y b mediante las ecuaciones redactadas en el documento de anexos.

Los resultados que cambian son la S_f y el número de ciclos finales, esto es debido a que a cuanto más aumenta la velocidad más lo hacen los esfuerzo sobre el disco de freno y se disminuye si vida útil.

A 100 km/h son:

S _f =	541,060646	MPa
N =	101949,024	ciclos, frenadas

Tabla 31 Resultados vida útil 100 km/h.

A 150 km/h son:

$S_f =$	586,2446347	MPa
$N =$	32988,17039	ciclos, frenadas

Tabla 32 Resultados vida útil 150 km/h.

A 200 km/h son:

$S_f =$	604,25008	MPa
$N =$	21554,4528	ciclos, frenadas

Tabla 33 Resultados vida útil 200 km/h.

Para una observación más clara de los resultados obtenidos se ha realizado la siguiente ilustración:

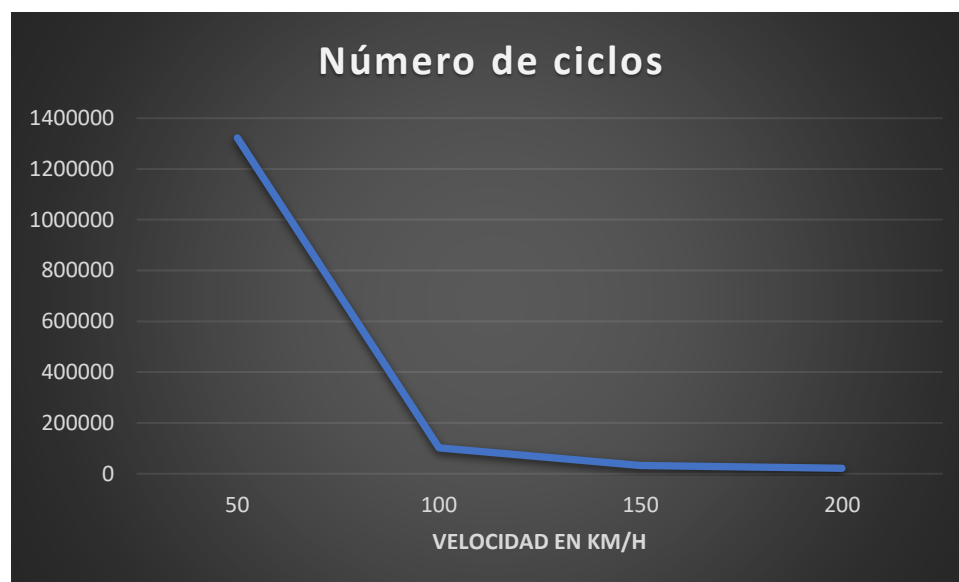


Ilustración 50 Números de ciclos.

En la anterior gráfica queda claramente reflejado el descenso en el número de ciclos de vida útil conforme la velocidad va aumentando, siendo cada vez más los esfuerzos que el disco soporta.

Como se puede ver en la ilustración el descenso no se realiza de manera lineal o constantemente entre velocidades.

2. Cálculos realizados a ordenador.
- 2.1. Análisis inicial a temperatura ambiente.



3.





Simulación de Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO

Fecha: miércoles, 3 de junio de 2020
Diseñador: Solidworks
Nombre de estudio: Análisis estático 1
Tipo de análisis: Análisis estático

Descripción

Análisis a temperatura ambiente con las sollicitaciones máximas.

Información de modelo

  <p>Nombre del modelo: Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO Configuración actual: Predeterminado</p>			
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
<p>Línea de partición5</p>  	Sólido	<p>Masa:1,58393 kg Volumen:0,000201775 m³ Densidad:7.850 kg/m³ Peso:15,5225 N</p>	<p>C:\Users\migue\Desktop\SOLID\Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO.SLDPRJ Jun 2 19:17:22 2020</p>


Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Activar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Desactivar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\migue\Desktop\SOLID)

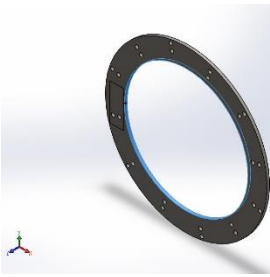
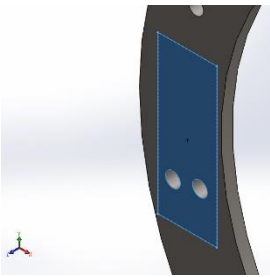
Unidades

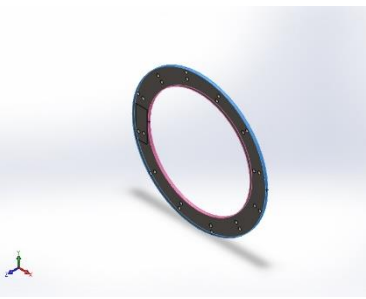
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: AISI 4340 Acero normalizado</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 7,1e+08 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 1,11e+09 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2,05e+11 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0,32</p> <p>Densidad: 7.850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 8e+10 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1,23e-05 /Kelvin</p>	Sólido 1(Línea de partición5)(Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO)
Datos de curva:N/A		


Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-5		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes		X	Y	Z
Fuerza de reacción(N)		0,000282539	-0,00029254	-17,9714
Momento de reacción(N.m)		0	0	0
Rodillo/Control deslizante-3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Rodillo/Control deslizante		
Fuerzas resultantes				
Componentes		X	Y	Z
Fuerza de reacción(N)		0	0	-720,06
Momento de reacción(N.m)		0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Torsión-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsional Valor: 132,8 N.m

Presión-3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Normal a cara seleccionada Valor: 325.000 Unidades: N/m^2 Ángulo de fase: 0 Unidades: deg
Presión-4		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Normal a cara seleccionada Valor: 325.000 Unidades: N/m^2 Ángulo de fase: 0 Unidades: deg

Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto entre componente s-1		Tipo: Unión rígida Componentes: 1 sólido(s) Opciones: Mallado incompatible

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	5,81803 mm
Tolerancia	0,290902 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	19658
Número total de elementos	9954
Cociente máximo de aspecto	16,092
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	96,3
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0,01
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:02
Nombre de computadora:	

Nombre del modelo: Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de malla: Malla sólida



Fuerzas resultantes

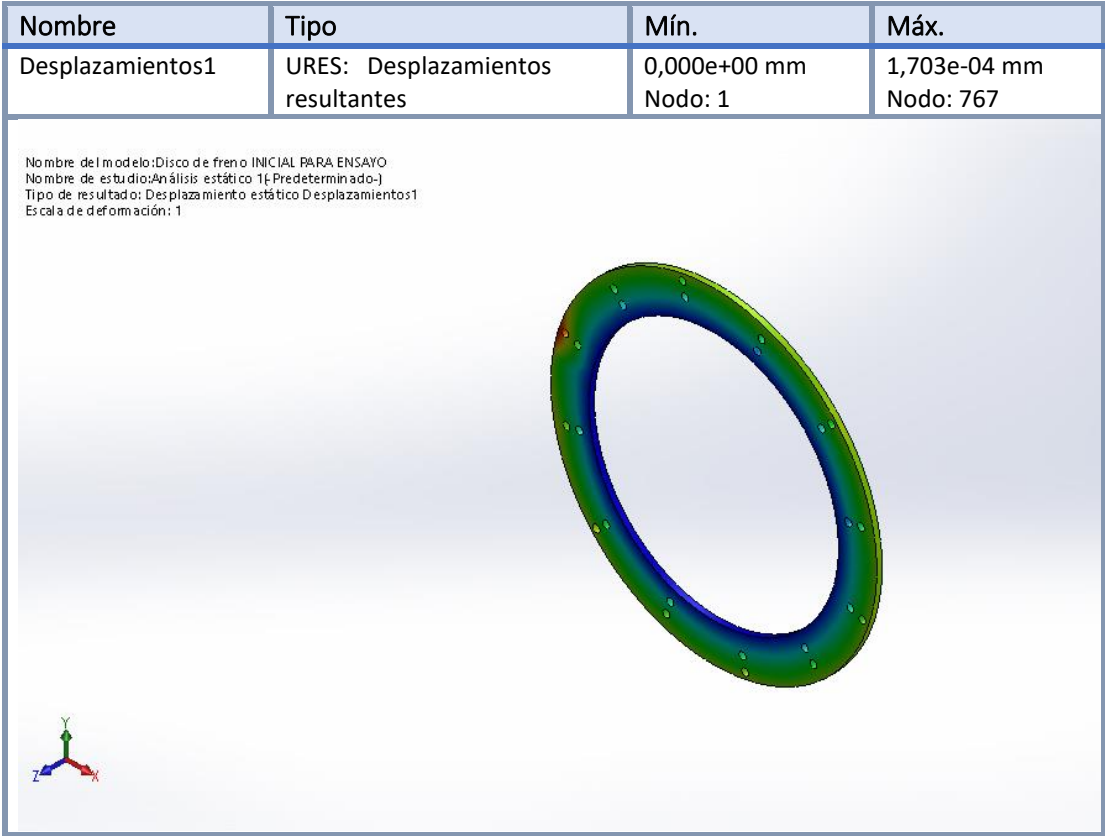
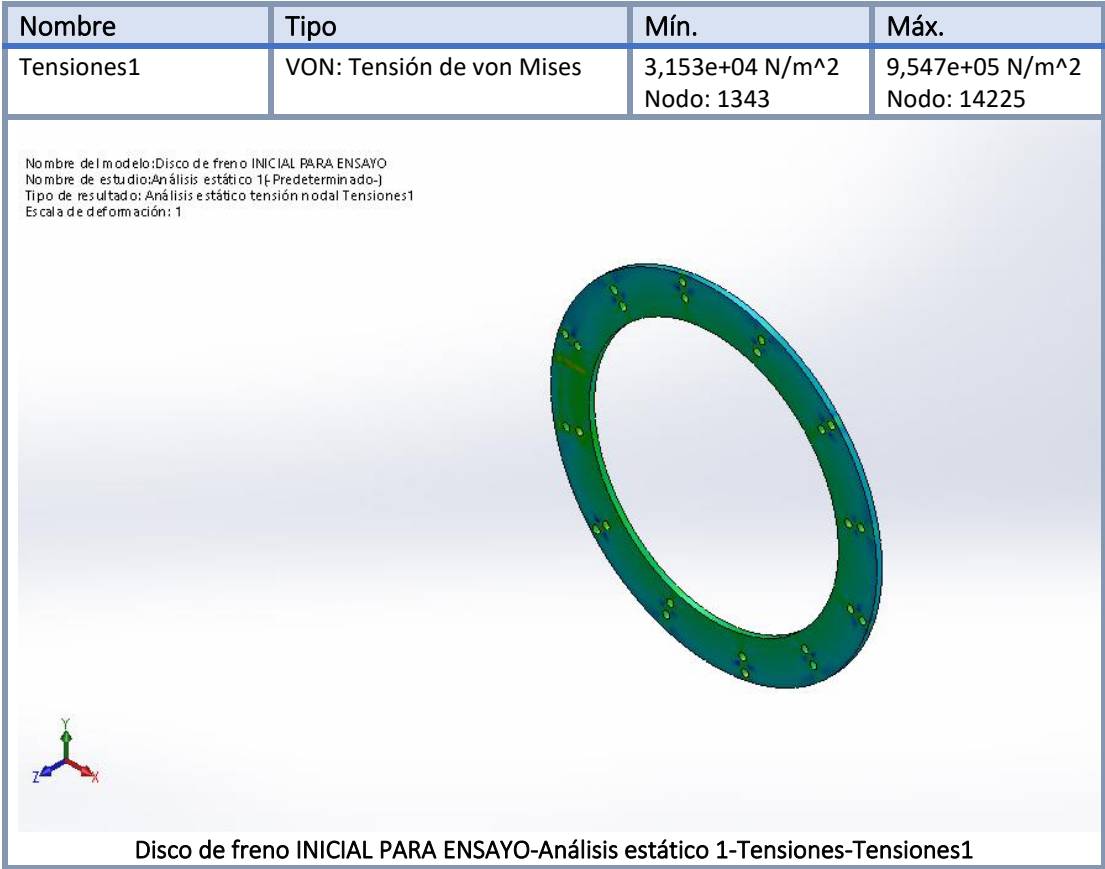
Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0,000282539	-0,00029254	-738,031	738,031

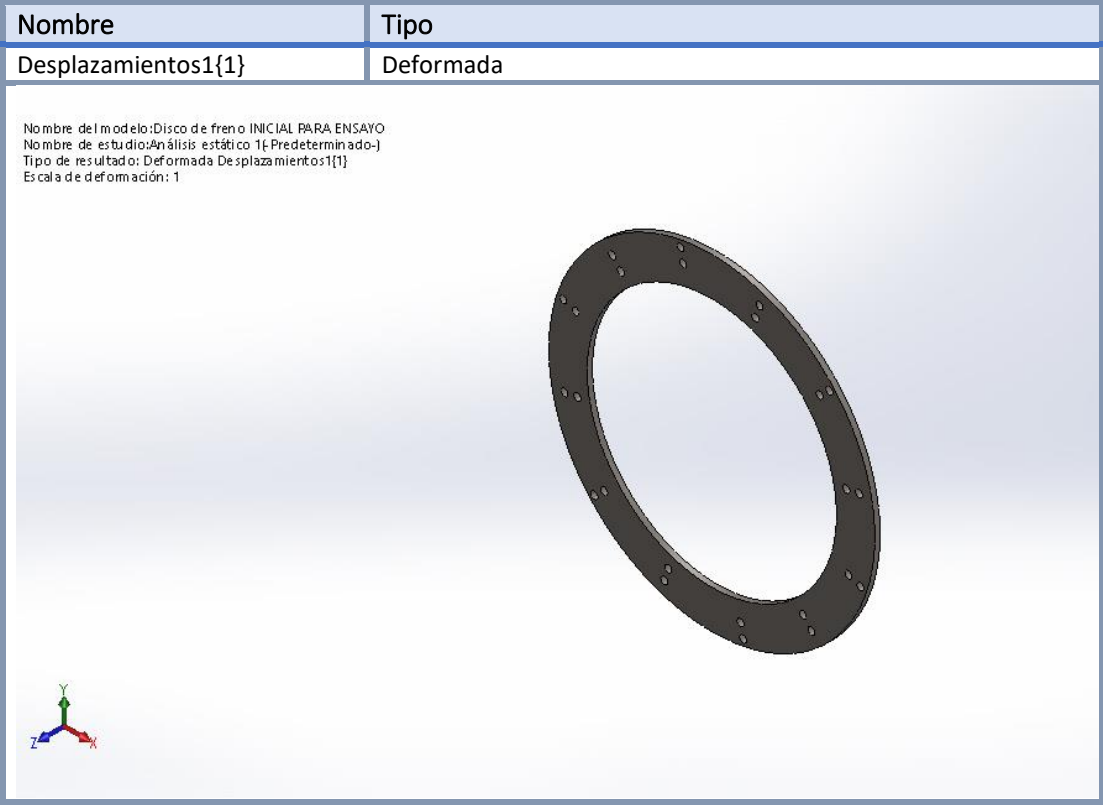
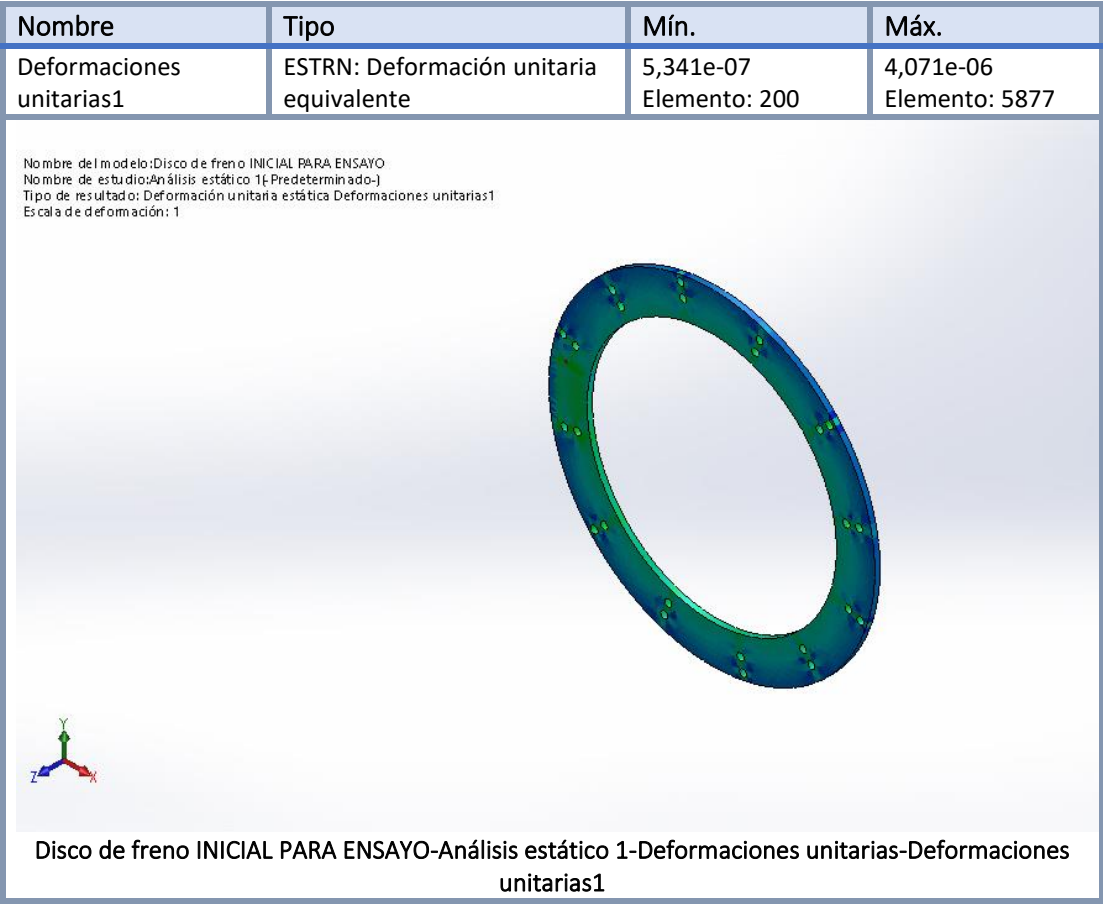
Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N/m	0	0	0	0

Resultados del estudio



Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1



Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1{1}

2.2. Análisis diseño inicial a 300 grados centígrados.

Con este análisis se representan los resultados equivalentes a la frenada estudiada de 150 kilómetros por hora.



Simulación de Disco d freno INICIAL PARA ENSAYO

Fecha: miércoles, 3 de junio de 2020

Diseñador: Solidworks


Nombre de estudio: Análisis estático 1


Tipo de análisis: Análisis estático

Descripción


Análisis diseño inicial a 300 grados centígrados.

Información de modelo





Nombre del modelo: Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Línea de partición5 	Sólido	Masa:1,58393 kg Volumen:0,000201775 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:15,5225 N	C:\Users\migue\Desktop\SOLID\Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO.SLDPRJ Jun 2 19:17:22 2020

Propiedades de estudio

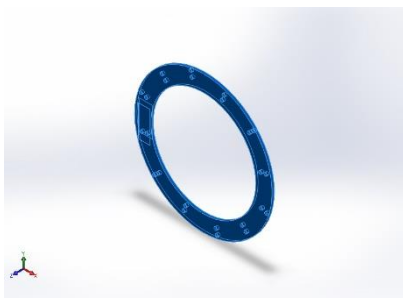
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus

Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Activar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Desactivar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\miguel\Desktop\SOLID)

Unidades

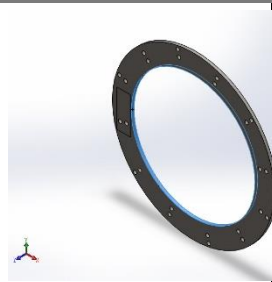
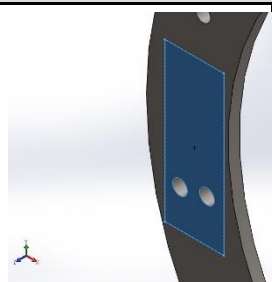
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: AISI 4340 Acero normalizado</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de Von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 7,1e+08 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 1,11e+09 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2,05e+11 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0,32</p> <p>Densidad: 7.850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 8e+10 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1,23e-05 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Línea de partición5) (Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO)</p>

Datos de curva: N/A

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-5		Entidades:	1 cara(s)	
		Tipo:	Geometría fija	
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	
Fuerza de reacción(N)	-20,6193	-8,24331	15.296,1	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	
Rodillo/Control deslizante-3		Entidades:	1 cara(s)	
		Tipo:	Rodillo/Control deslizante	
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	
Fuerza de reacción(N)	0	0	-16.028,1	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Torsión-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsor Valor: 132,8 N.m
Presión-3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Normal a cara seleccionada Valor: 325.000 Unidades: N/m ² Ángulo de fase: 0 Unidades: deg
Presión-4		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Normal a cara seleccionada Valor: 325.000 Unidades: N/m ² Ángulo de fase: 0 Unidades: deg
Temperatura-1		Entidades: 2 cara(s) Temperatura: 598 Kelvin

Información de contacto

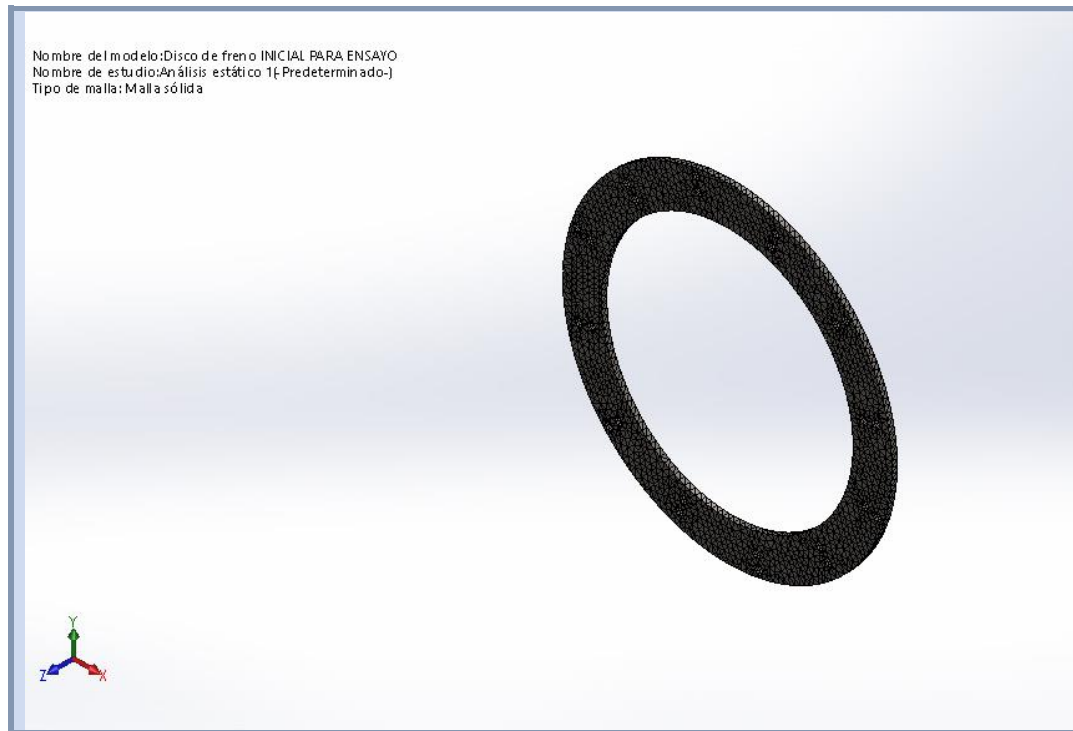
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto entre componente s-1		Tipo: Unión rígida Componente s: 1 sólido(s) Opciones: Mallado incompatible

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	5,81803 mm
Tolerancia	0,290902 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	19658
Número total de elementos	9954
Cociente máximo de aspecto	16,092
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	96,3
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0,01
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:02
Nombre de computadora:	



Fuerzas resultantes

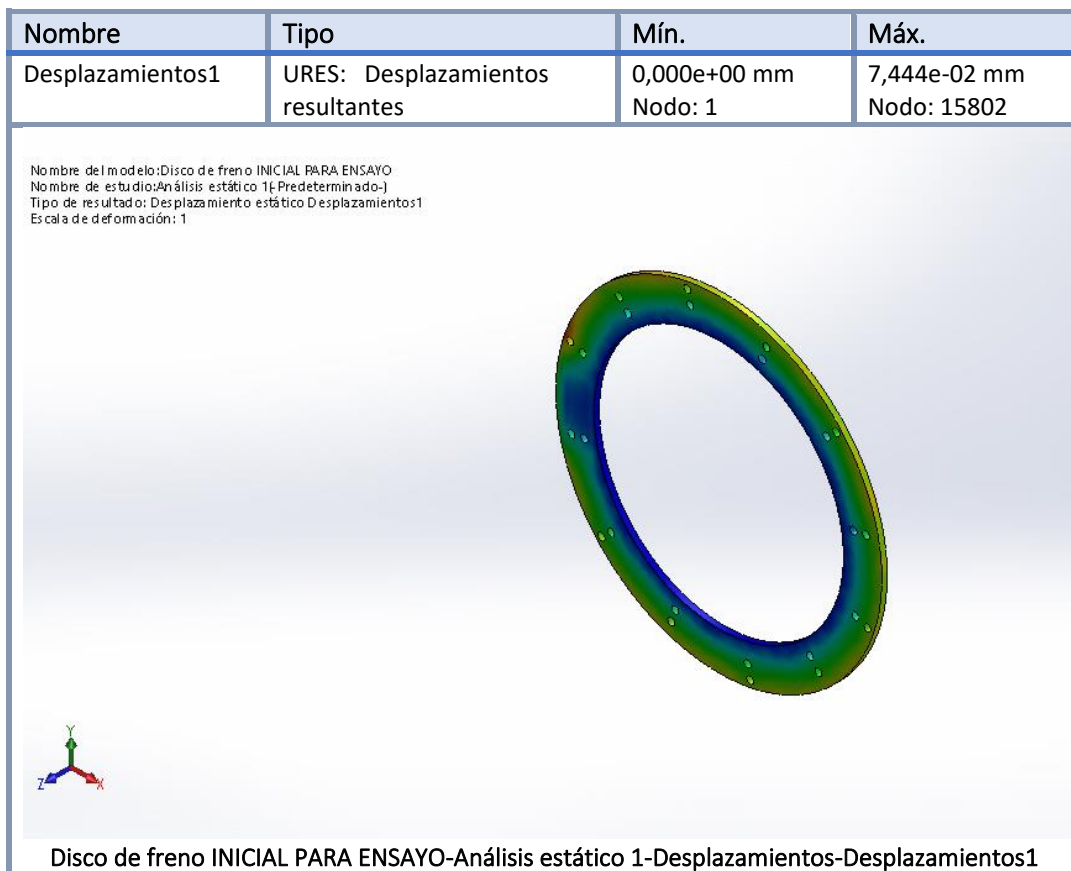
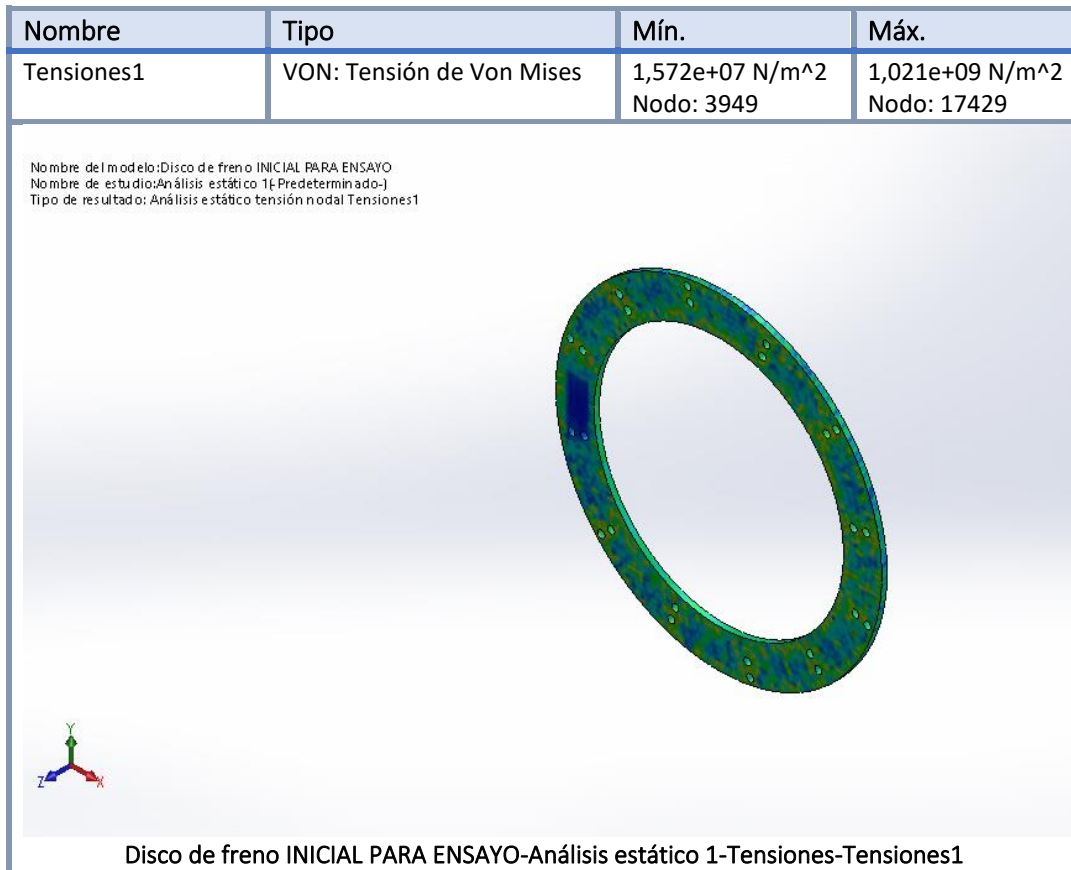
Fuerzas de reacción

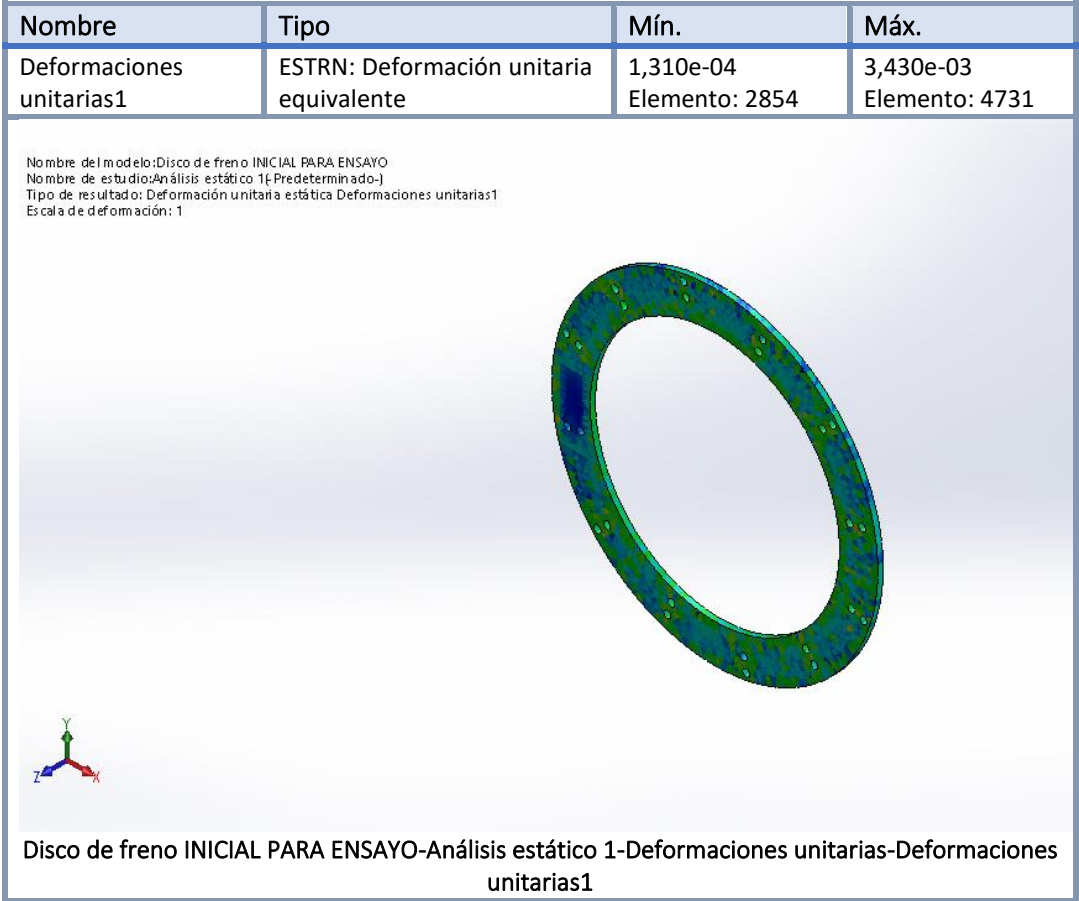
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-20,6193	-8,24331	-731,852	732,189

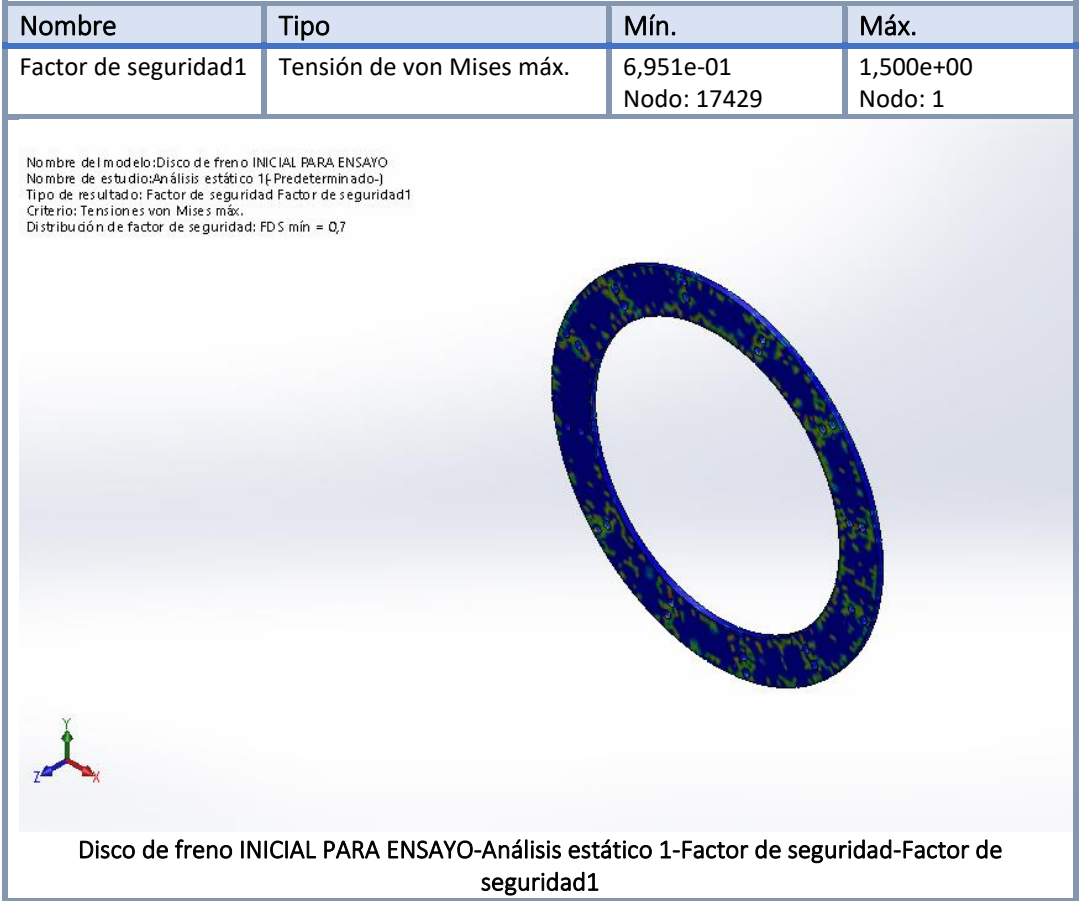
Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N/m	0	0	0	0

Resultados del estudio







2.3. Análisis diseño inicial a 500 grados centígrados.

Con este análisis se representan los resultados equivalentes a la frenada estudiada de 200 kilómetros por hora, para ello a parte de los esfuerzos máximos empleados anteriormente se empleó una subida de la temperatura para ver el comportamiento del disco en una situación que supere las situaciones normales de uso.




Simulación de Disco d freno INICIAL PARA ENSAYO


Fecha: miércoles, 3 de junio de 2020
Diseñador: Solidworks
Nombre de estudio: Análisis estático 1
Tipo de análisis: Análisis estático

Descripción


Análisis diseño inicial a 500 grados centígrados.

Información de modelo





Nombre del modelo: Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
<p>Línea de partición5</p> 	Sólido	<p>Masa:1,58393 kg Volumen:0,000201775 m³ Densidad:7.850 kg/m³ Peso:15,5225 N</p>	<p>C:\Users\migue\Desktop\SO LID\Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO.SLDPRT Jun 2 19:17:22 2020</p>

Propiedades de estudio


Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin

Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Activar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Desactivar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\migue\Desktop\SOLID)

Unidades

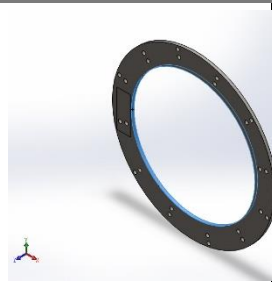
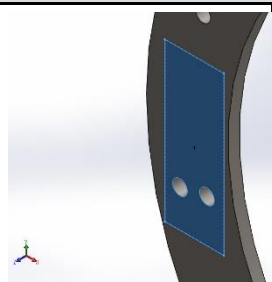
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: AISI 4340 Acero normalizado</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de Von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 7,1e+08 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 1,11e+09 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2,05e+11 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0,32</p> <p>Densidad: 7.850 kg/m³</p>	Sólido 1(Línea de partición5) (Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO)

	Módulo cortante: 8e+10 Coefficiente de dilatación térmica: N/m ² 1,23e-05 /Kelvin	
Datos de curva: N/A		

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-5		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	
Fuerza de reacción(N)	-0,176025	-0,0713501	25.494,2	
Momento de reacción (N/m)	0	0	0	
Rodillo/Control deslizante-3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Rodillo/Control deslizante		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	
Fuerza de reacción(N)	0	0	-26.231,2	
Momento de reacción (N/m)	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Torsión-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsor Valor: 132,8 N/m
Presión-3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Normal a cara seleccionada Valor: 325.000 Unidades: N/m ² Ángulo de fase: 0 Unidades: deg
Presión-4		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Normal a cara seleccionada Valor: 325.000 Unidades: N/m ² Ángulo de fase: 0 Unidades: deg
Temperatura-1		Entidades: 2 cara(s) Temperatura: 798 Kelvin

Información de contacto

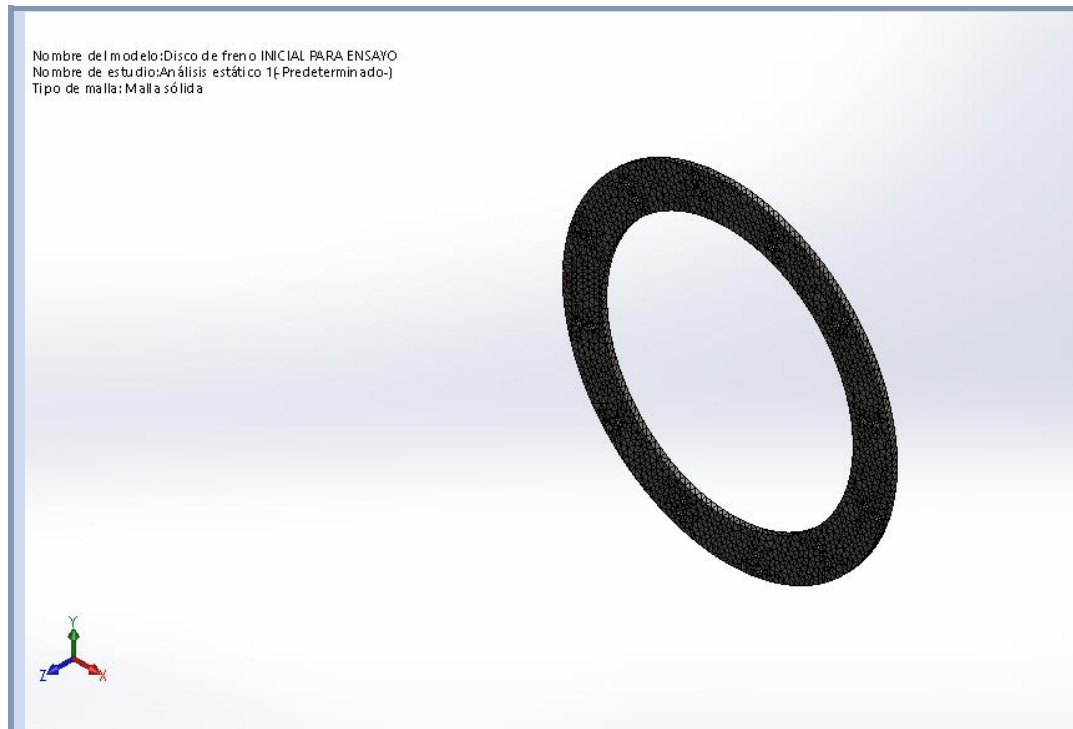
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto entre componente s-1		Tipo: Unión rígida Componente s: 1 sólido(s) Opciones: Mallado incompatible

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	5,81803 mm
Tolerancia	0,290902 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	19658
Número total de elementos	9954
Cociente máximo de aspecto	16,092
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	96,3
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0,01
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:02
Nombre de computadora:	



Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

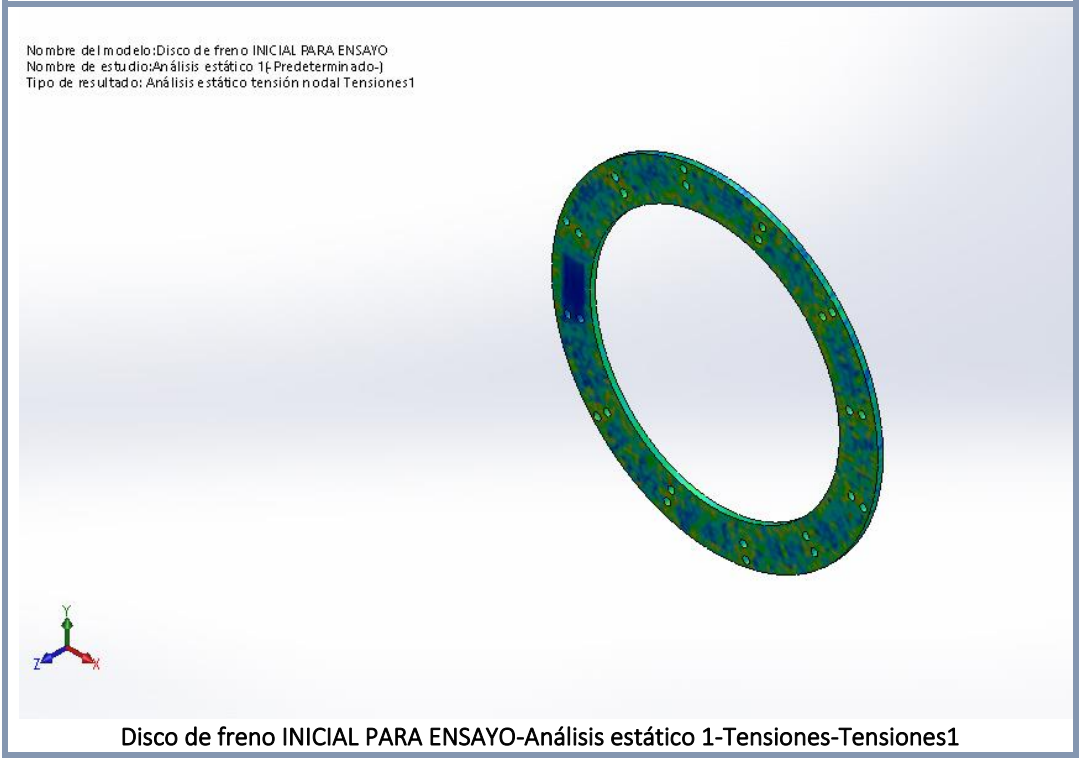
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-0,176025	-0,0713501	-736,853	736,853

Momentos de reacción

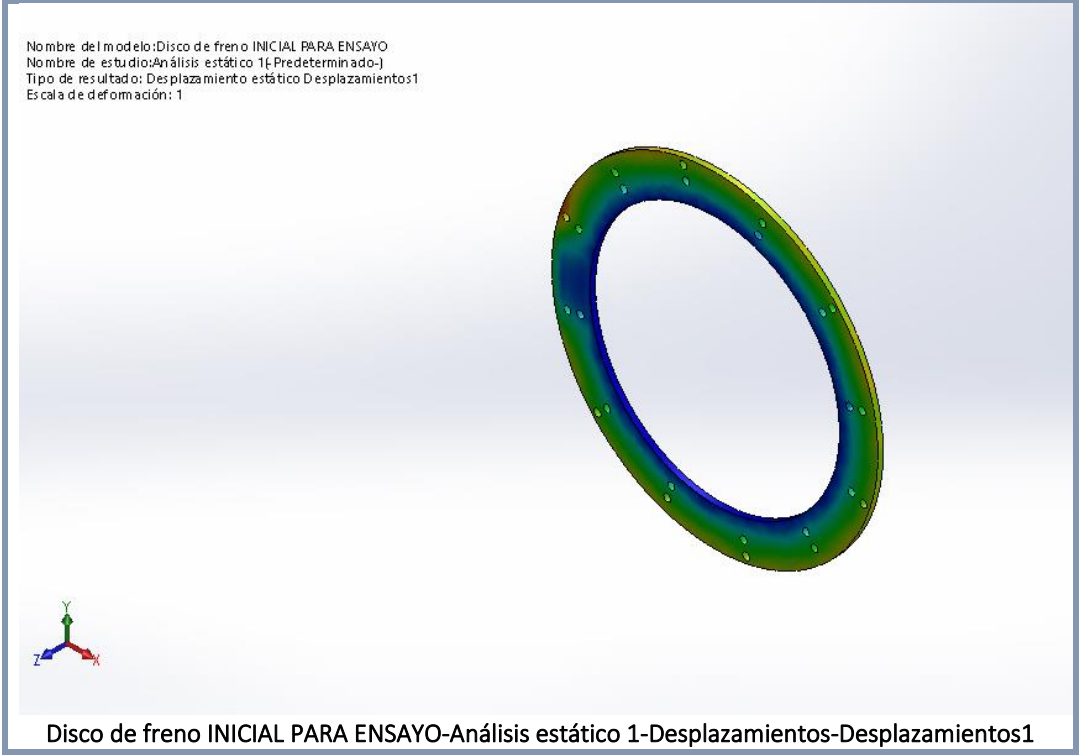
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N/m	0	0	0	0

Resultados del estudio

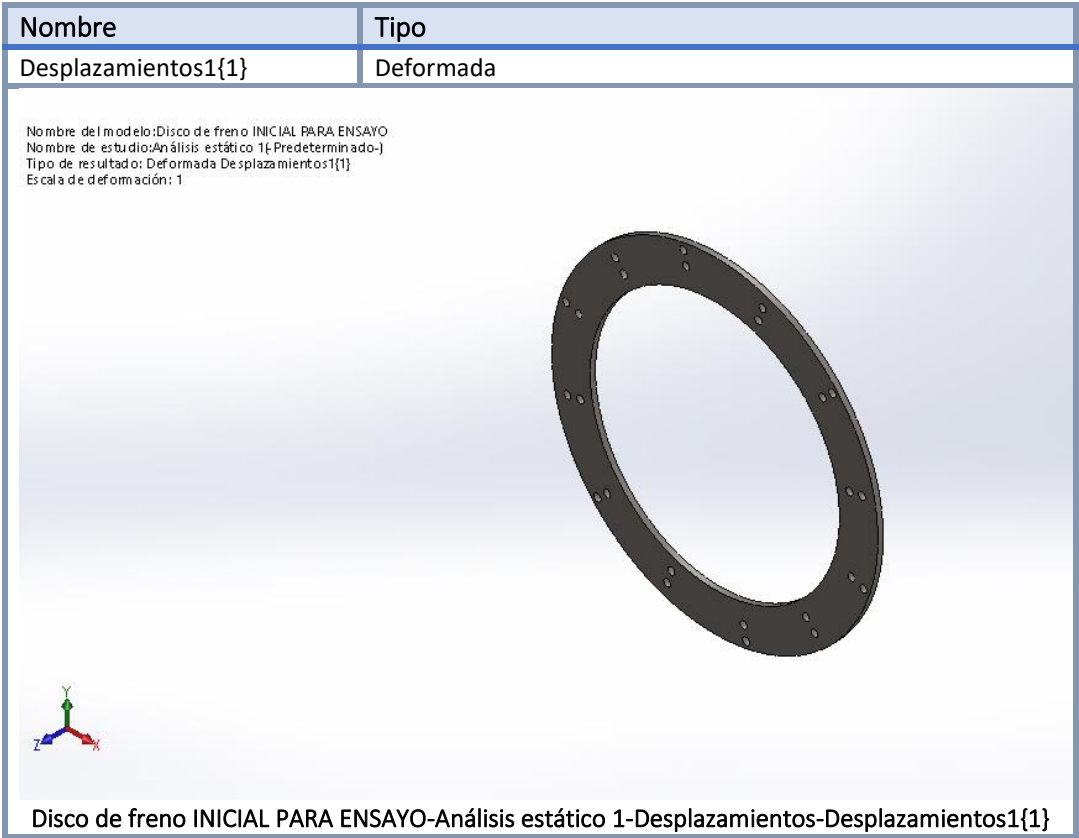
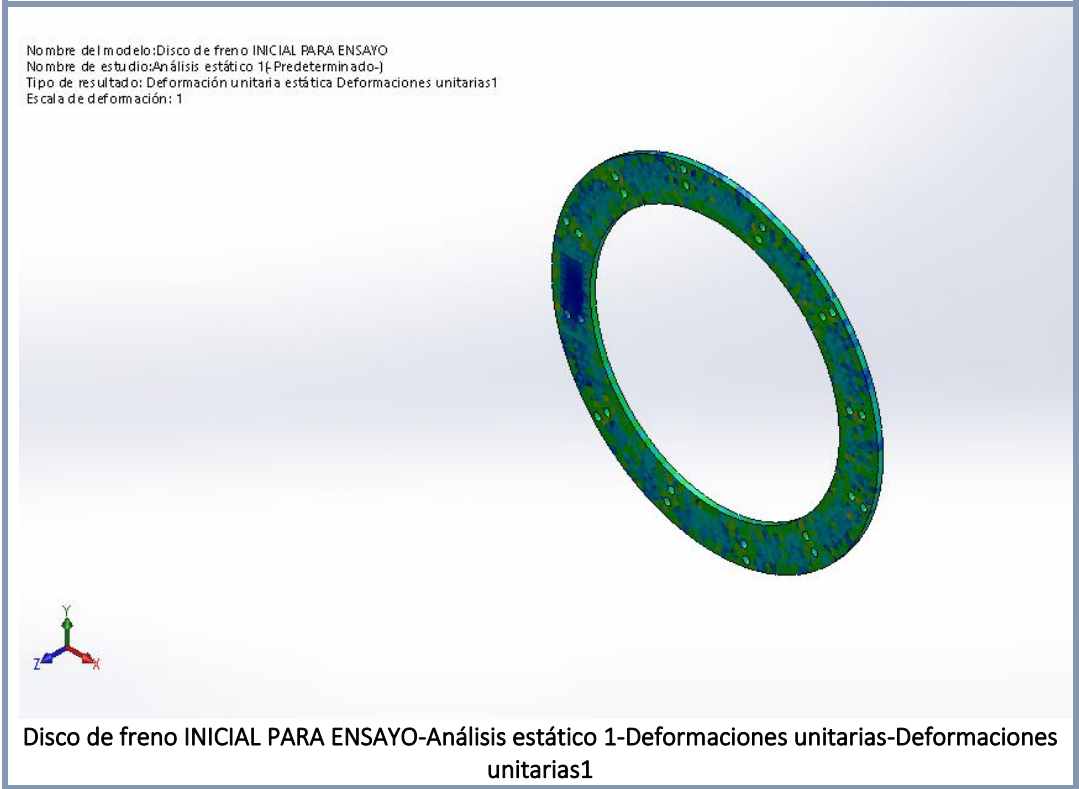
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de Von Mises	2,608e+07 N/m ² Nodo: 3949	1,703e+09 N/m ² Nodo: 17429



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0,000e+00 mm Nodo: 1	1,245e-01 mm Nodo: 15802

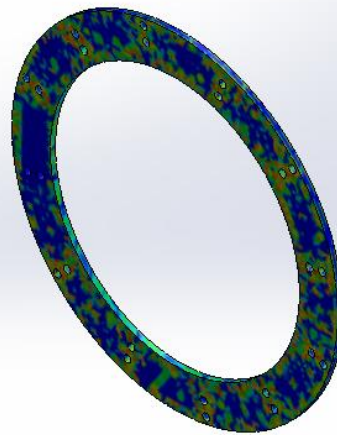


Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2,212e-04 Elemento: 2854	5,717e-03 Elemento: 4731



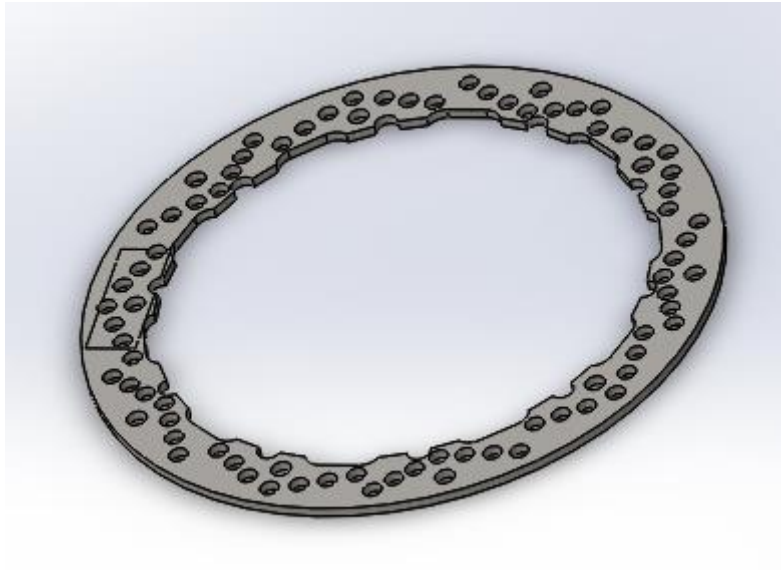
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Tensión de Von Mises máx.	4,169e-01 Nodo: 17429	1,500e+00 Nodo: 1

Nombre del modelo: Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO
Nombre de estudio: Análisis estático 1 [-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0,42



Disco de freno INICIAL PARA ENSAYO-Análisis estático 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad1

2.4. Análisis a temperatura de 100 grados disco final.

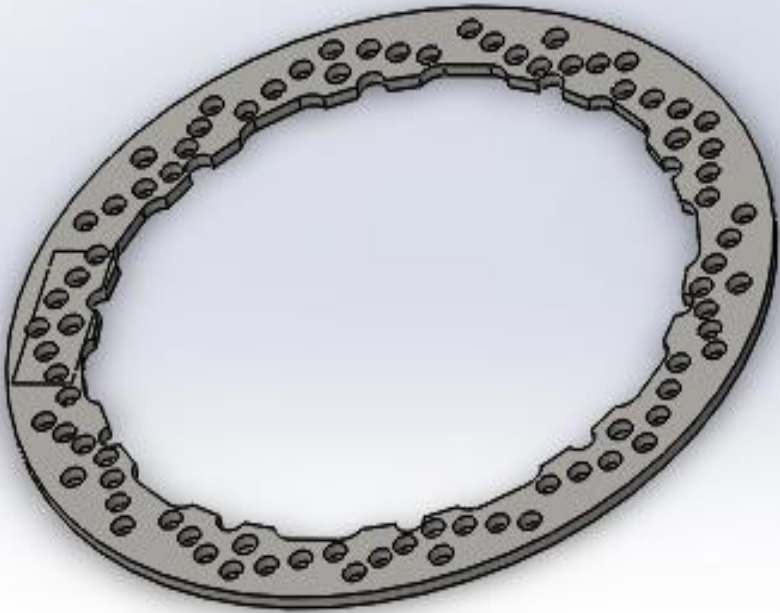



Descripción
Análisis diseño final a 100 grados centígrados.

Simulación de exterior del freno

Fecha: jueves, 4 de junio de 2020
Diseñador: Solidworks
Nombre de estudio: Análisis estático 1
Tipo de análisis: Análisis estático

Información de modelo

 <p>Nombre del modelo: exterior del freno Configuración actual: Predeterminado</p>			
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
<p>Línea de partición2</p> 	Sólido	<p>Masa:1,20975 kg Volumen:0,00015711 m³ Densidad:7.700 kg/m³ Peso:11,8556 N</p>	<p>C:\Users\migue\Desktop\SOLID\exterior del freno.SLDPRT May 2 12:29:56 2020</p>


Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Activar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\migue\Desktop\SOLID)



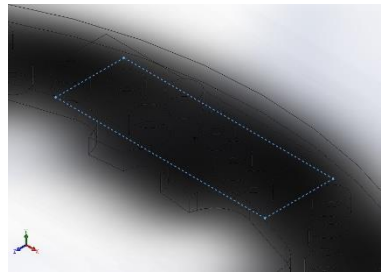
Unidades

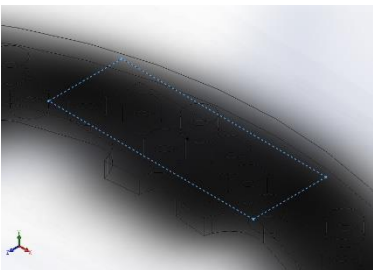
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

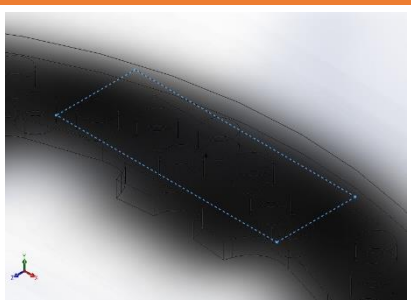
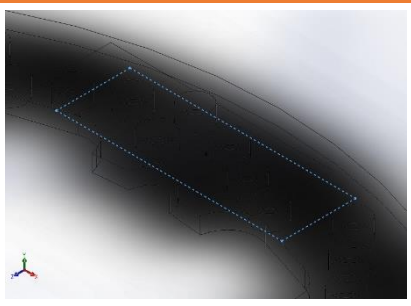

Propiedades de material

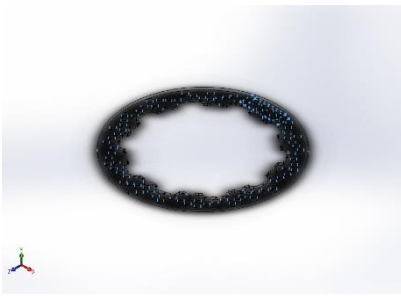
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 1.4116 (X50CrMoV15)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 7,85e+08 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 8,5e+08 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2,15e+11 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0,28</p> <p>Densidad: 7.700 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7,9e+10 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1,1e-05 /Kelvin</p>	Sólido 1(Línea de partición2)(exterior del freno)
Datos de curva:N/A		

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-3		Entidades: 20 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-9,35506	432,634	13,4269	432,943
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0
Rodillo/Control deslizante-1		Entidades: 10 cara(s) Tipo: Rodillo/Control deslizante		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	1.177,45	942,312	754,712	1.686,4
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0
Rodillo/Control deslizante-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Rodillo/Control deslizante		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0	74.880,7	0	74.880,7
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Rodillo/Control deslizante-3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Rodillo/Control deslizante		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0	-76.098	0	76.098
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Presión-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Normal a cara seleccionada Valor: 325.000 Unidades: N/m ² Ángulo de fase: 0 Unidades: deg
Presión-3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Normal a cara seleccionada Valor: 325.000 Unidades: N/m ² Ángulo de fase: 0 Unidades: deg
Torsión-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsor Valor: 132,8 N.m

<p>Temperatura- 1</p>		<p>Entidades: 166 cara(s) Temperatura: 398 Kelvin</p>
---------------------------	---	---

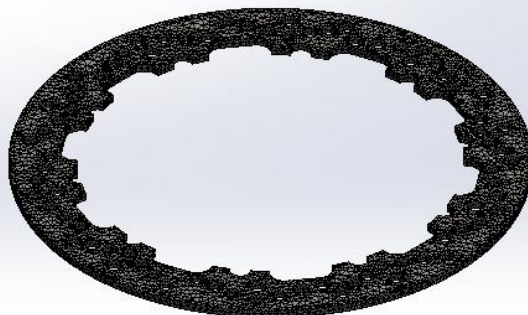
Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	Desactivar
Tamaño máximo de elemento	0 mm
Tamaño mínimo del elemento	0 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

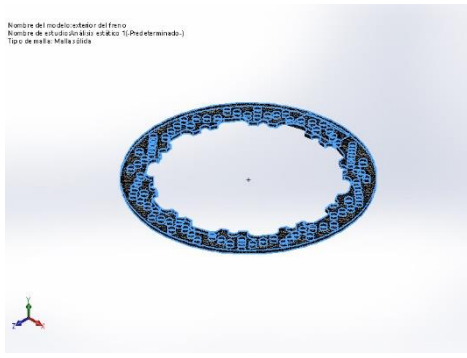
Información de malla - Detalles

Número total de nodos	66108
Número total de elementos	35472
Cociente máximo de aspecto	76,03
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0,0113
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:06
Nombre de computadora:	

Nombre del modelo: exterior del freno
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de malla: Malla sólida



Información sobre el control de malla:

Nombr e del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control -1		Entidades: 356 arista(s) Unidades: mm Tamaño: 2,65617 Cociente: 2,65617

Fuerzas resultantes

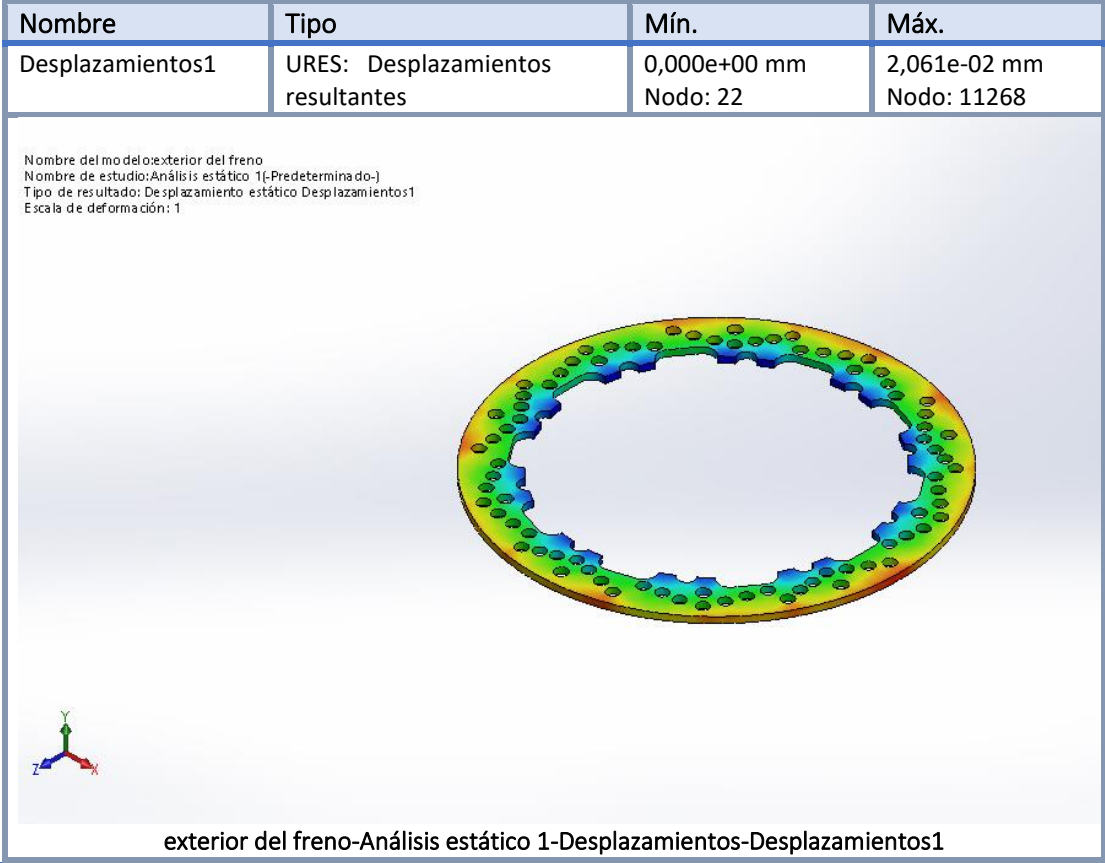
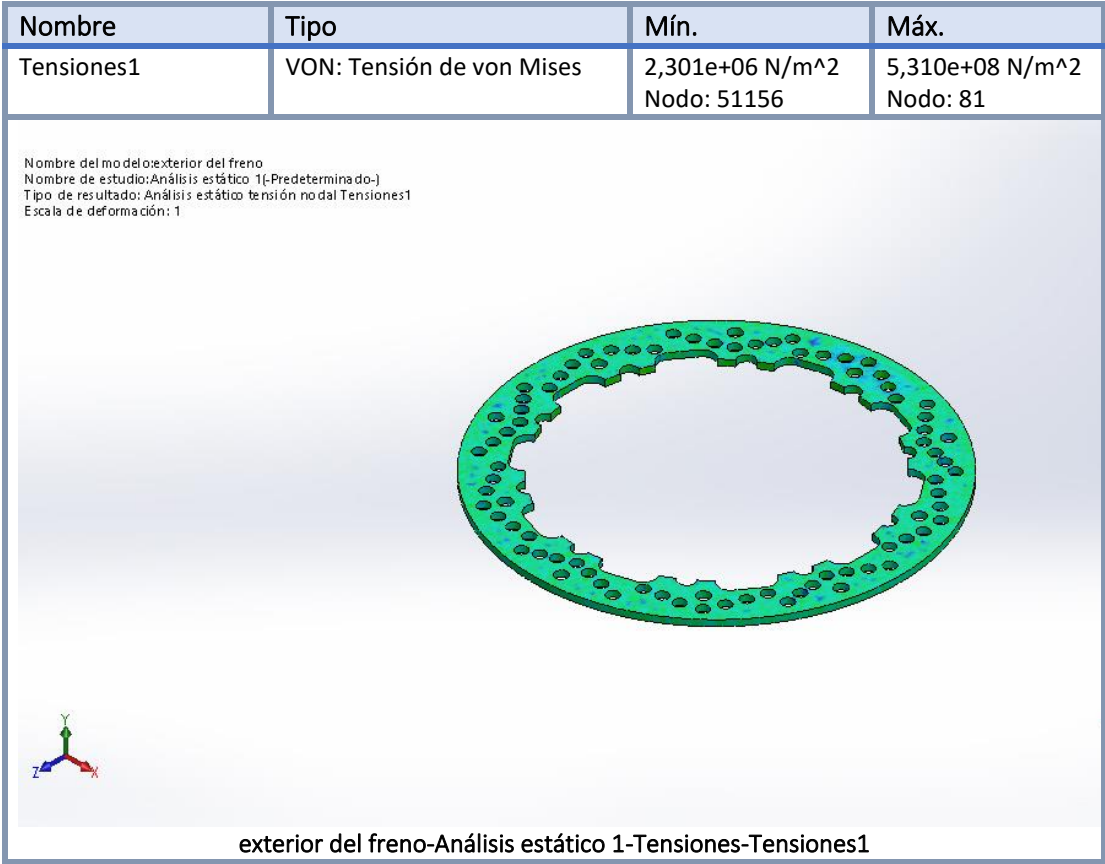
Fuerzas de reacción

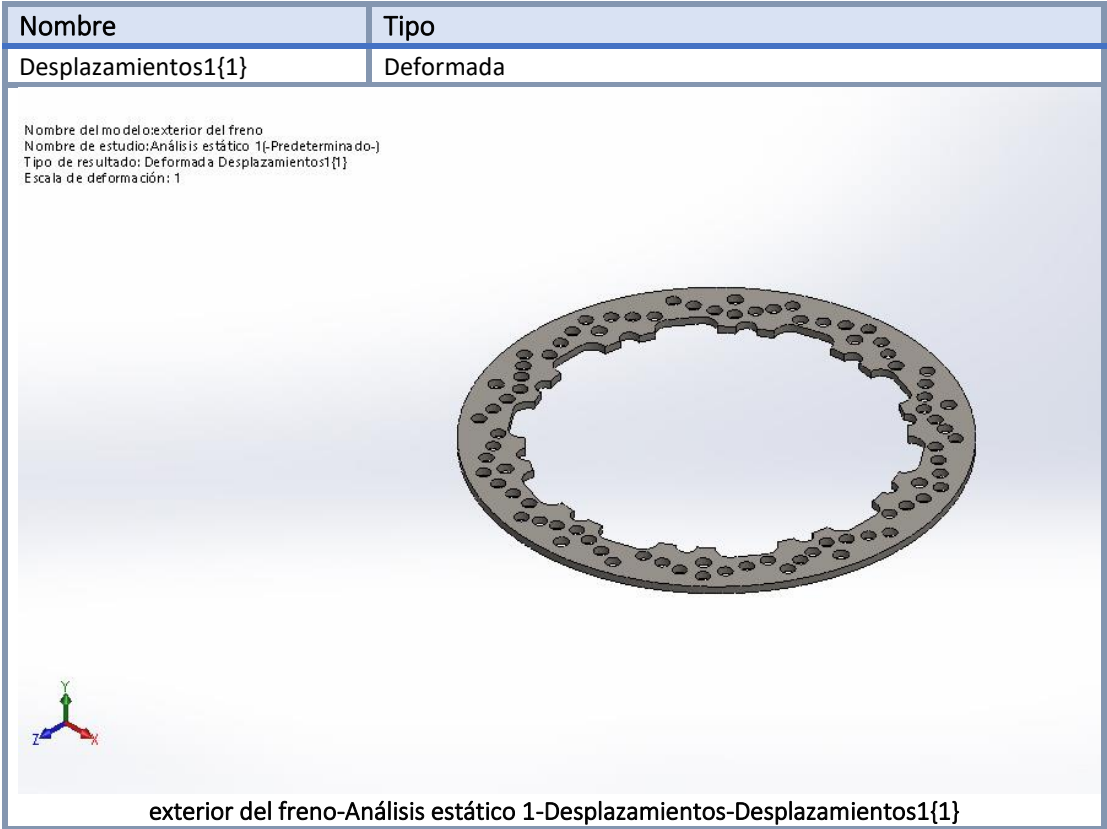
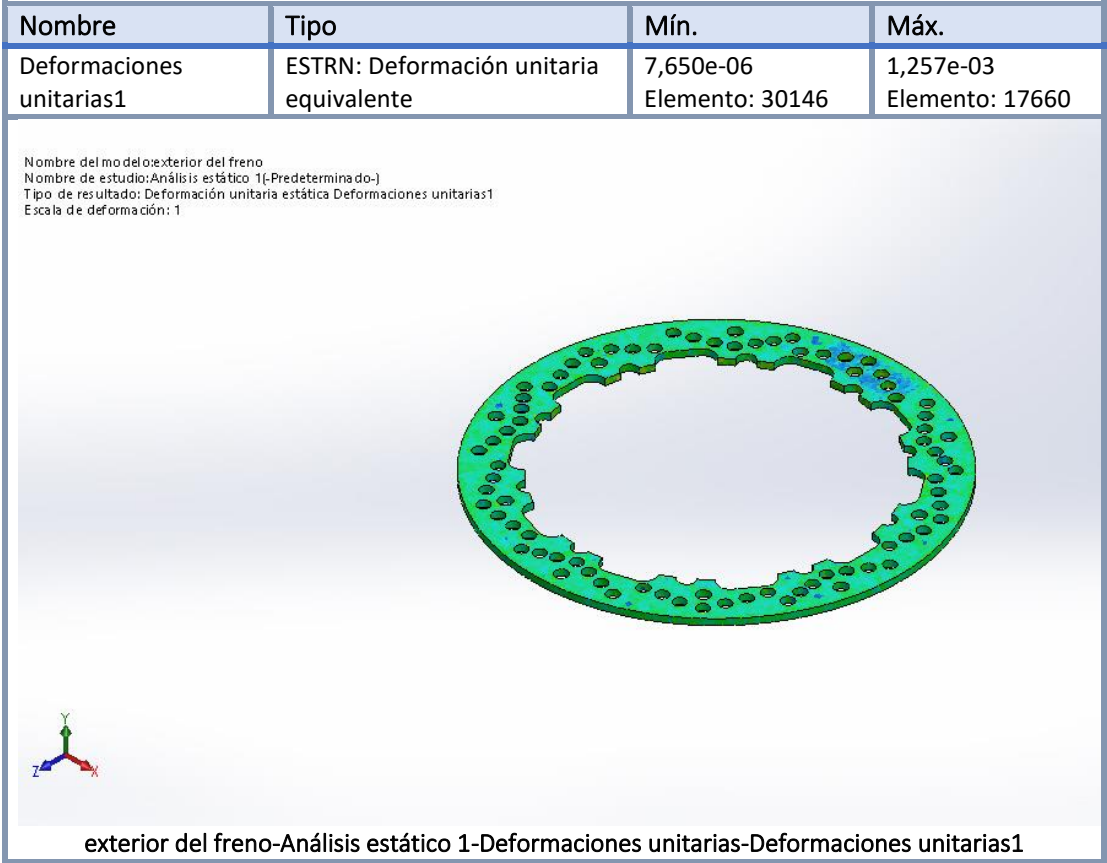
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-9,35506	11,7563	13,4269	20,1497

Momentos de reacción

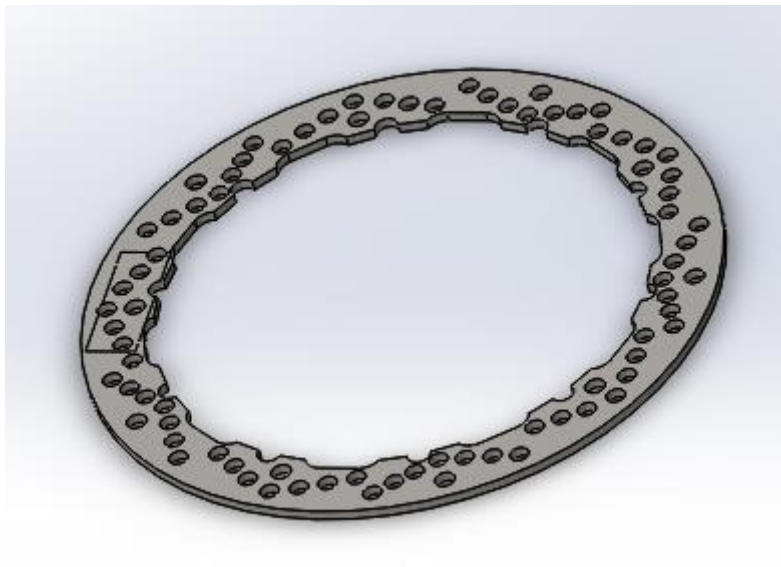
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Resultados del estudio





2.5. Análisis a temperatura de 300 grados disco final.

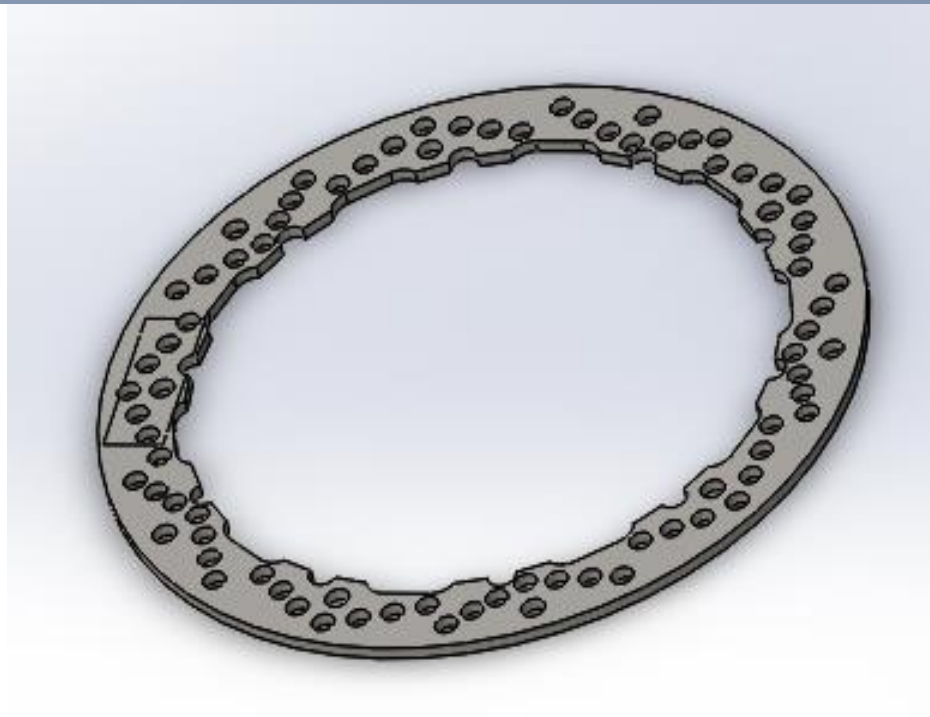


Descripción
Análisis a 300 grados centígrados disco final.

Simulación de exterior del freno

Fecha: jueves, 4 de junio de 2020
Diseñador: Solidworks
Nombre de estudio: Análisis estático 1
Tipo de análisis: Análisis estático

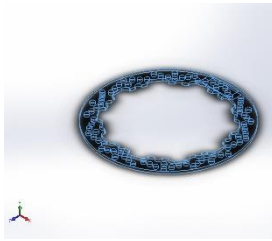
Información de modelo



Nombre del modelo: **exterior del freno**

Configuración actual: **Predeterminado**

Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Línea de partición2 	Sólido	Masa:1,20975 kg Volumen:0,00015711 m ³ Densidad:7.700 kg/m ³ Peso:11,8556 N	C:\Users\migue\Desktop\SOLID\exterior del freno.SLDPRT Jun 4 17:33:55 2020

Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Activar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\migue\Desktop\SOLID)

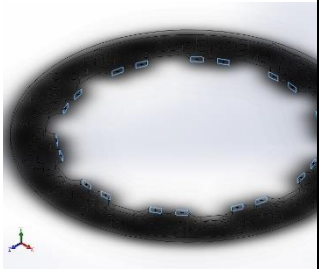
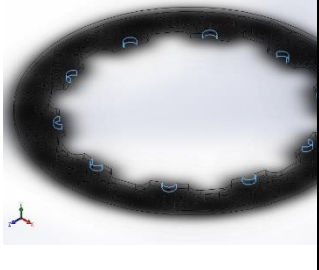
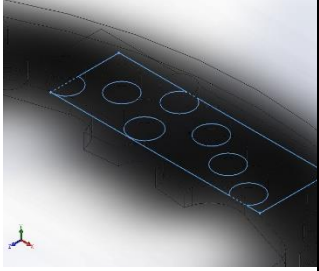
Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 1.4116 (X50CrMoV15)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 7,85e+08 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 8,5e+08 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2,15e+11 N/m²</p> <p>Coeficiente de Poisson: 0,28</p> <p>Densidad: 7.700 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7,9e+10 N/m²</p> <p>Coeficiente de dilatación térmica: 1,1e-05 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Línea de partición2)(exterior del freno)</p>
Datos de curva:N/A		

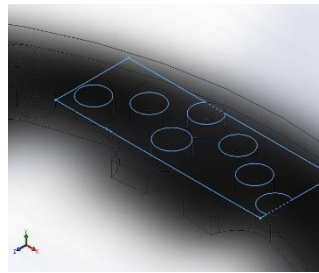
Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-3		Entidades: 20 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	5,17233	1.273,43	0,184723	1.273,44
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0
Rodillo/Control deslizante-1		Entidades: 10 cara(s) Tipo: Rodillo/Control deslizante		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	3.537,08	2.837,94	2.270	5.071,27
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0
Rodillo/Control deslizante-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Rodillo/Control deslizante		

Fuerzas resultantes

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0	224.987	0	224.987
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Rodillo/Contr
ol deslizante-
3

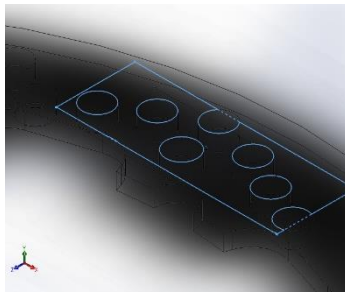


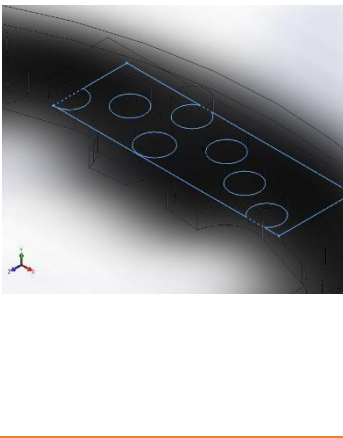
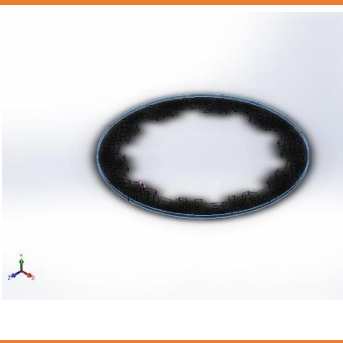
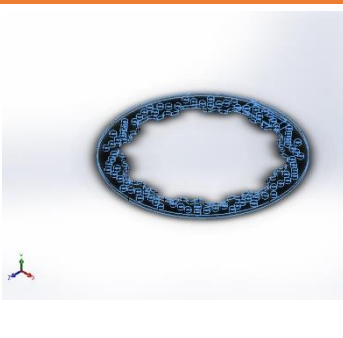
Entidades: 1 cara(s)

Tipo: Rodillo/Control
deslizante

Fuerzas resultantes

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0	-228.662	0	228.662
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Presión-2		<p>Entidades: 1 cara(s)</p> <p>Tipo: Normal a cara seleccionada</p> <p>Valor: 325.000</p> <p>Unidades: N/m²</p> <p>Ángulo de fase: 0</p> <p>Unidades: deg</p>

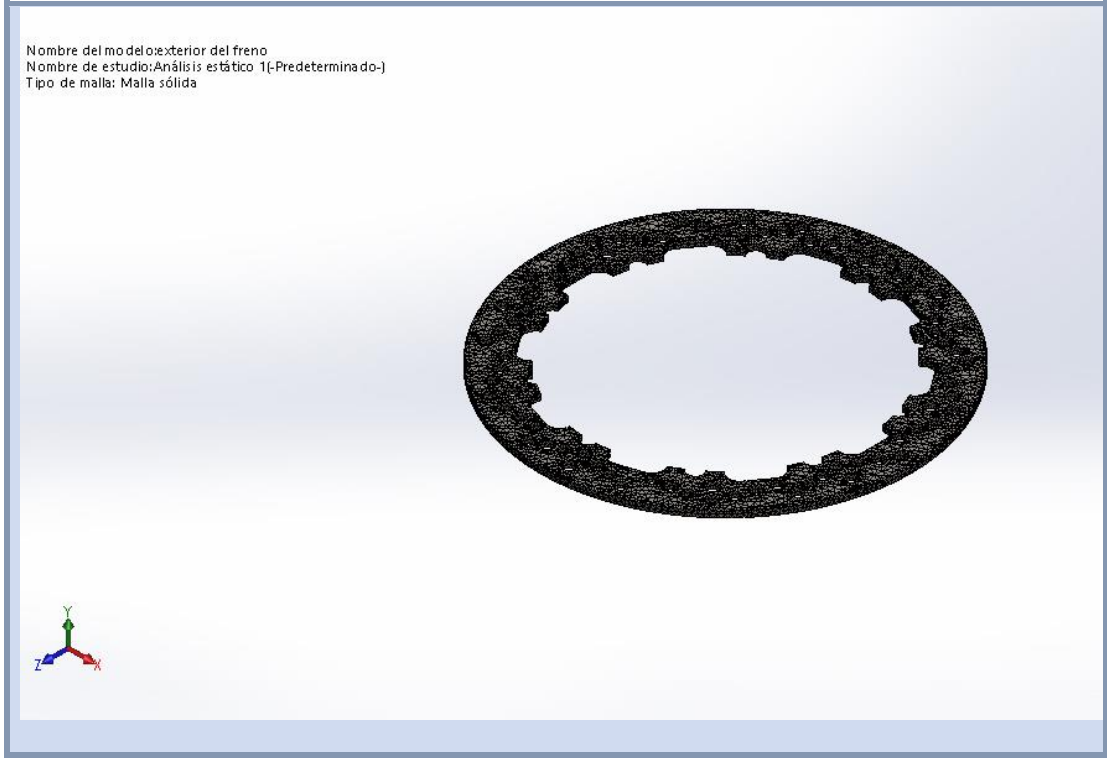
<p>Presión-3</p>		<p>Entidades: 1 cara(s)</p> <p>Tipo: Normal a cara seleccionada</p> <p>Valor: 325.000</p> <p>Unidades: N/m^2</p> <p>Ángulo de fase: 0</p> <p>Unidades: deg</p>
<p>Torsión-1</p>		<p>Entidades: 1 cara(s)</p> <p>Referencia: Cara< 1 ></p> <p>Tipo: Aplicar momento torsor</p> <p>Valor: 132,8 N.m</p>
<p>Temperatura-1</p>		<p>Entidades: 166 cara(s)</p> <p>Temperatura: 598 Kelvin</p>

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	Desactivar
Tamaño máximo de elemento	0 mm
Tamaño mínimo del elemento	0 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	66108
Número total de elementos	35472
Cociente máximo de aspecto	76,03
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0,0113
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:06
Nombre de computadora:	



Información sobre el control de malla:

Nombr e del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control -1	<p>Nombre del modelo: exterior del freno Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-) Tipo de malla: Malla sólida</p>  <p>A 3D visualization of the same brake disc mesh as above, but with a blue wireframe overlay. The mesh elements are labeled with small blue numbers, indicating the control applied to each element. A small 3D coordinate system is visible in the bottom-left corner.</p>	<p>Entidades: 356 arista(s)</p> <p>Unidades: mm</p> <p>Tamaño: 2,65617</p> <p>Cociente: 2,65617</p>

Fuerzas resultantes

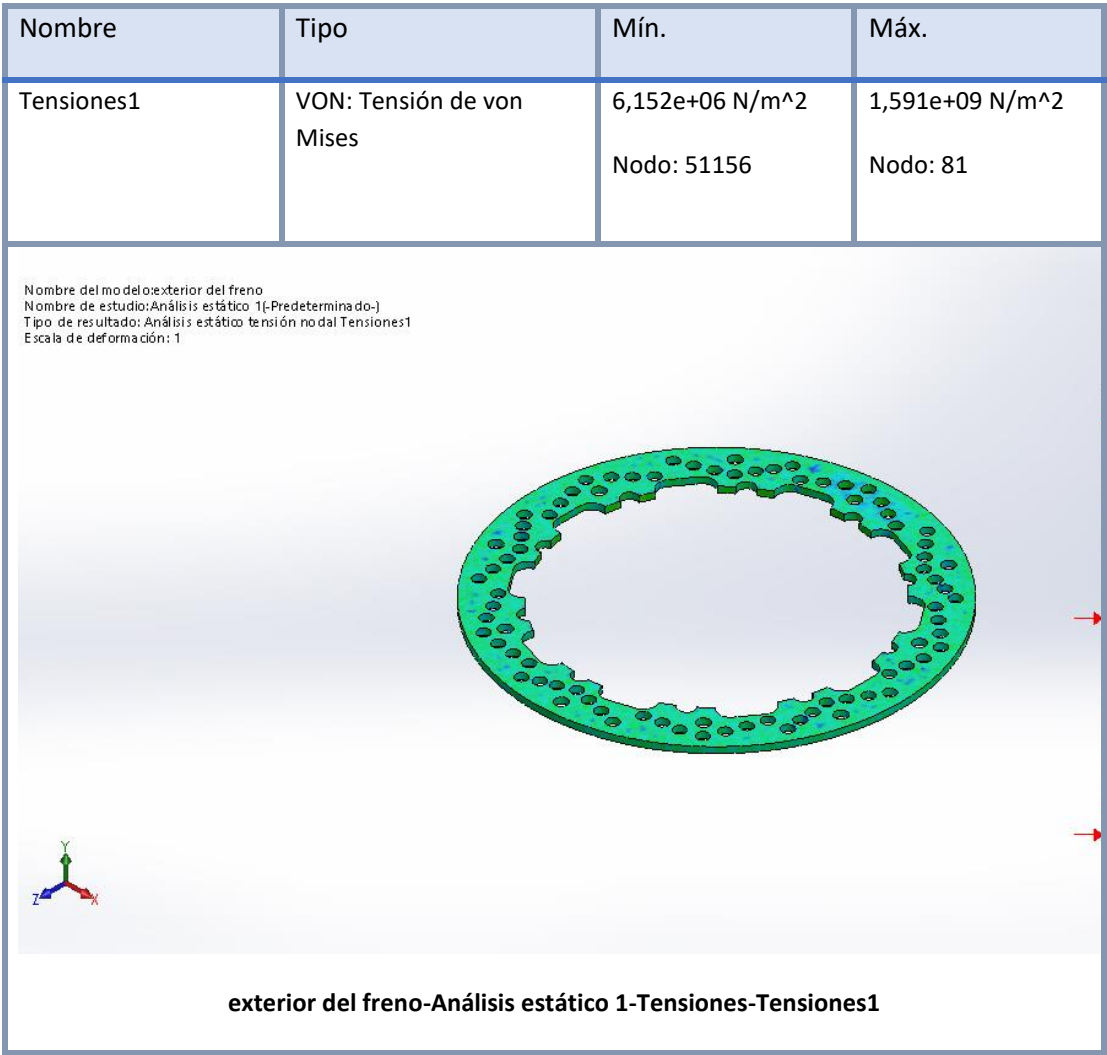
Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	5,17233	-4,27045	0,184723	6,70998

Momentos de reacción

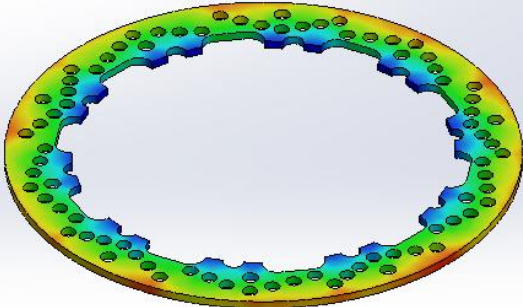
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Resultados del estudio



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0,000e+00 mm Nodo: 22	6,199e-02 mm Nodo: 11268

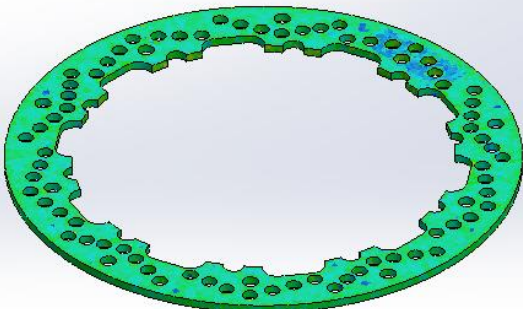
Nombre del modelo: exterior del freno
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



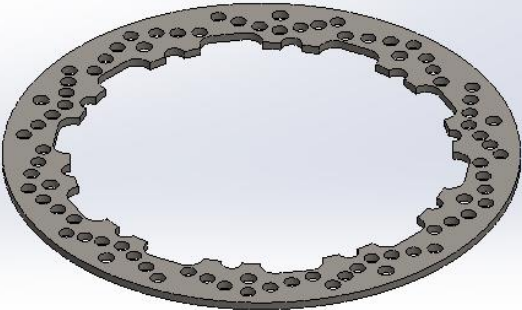

exterior del freno-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2,161e-05 Elemento: 30146	3,768e-03 Elemento: 17660

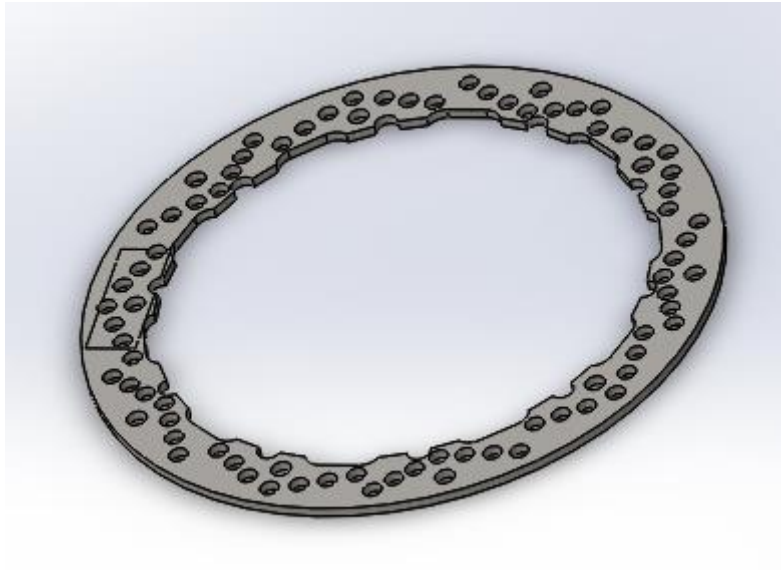
Nombre del modelo: exterior del freno
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 1



exterior del freno-Análisis estático 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Nombre	Tipo
Desplazamientos1{1}	Deformada
<div><div>Nombre del modelo: exterior del freno Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-) Tipo de resultado: Deformada Desplazamientos1{1} Escala de deformación: 1</div><div></div><div></div><div>exterior del freno-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1{1}</div></div>	

2.6. Análisis a temperatura de 500 grados disco final.



Descripción
Análisis a 500 grados centígrados disco final.

Simulación de exterior del freno

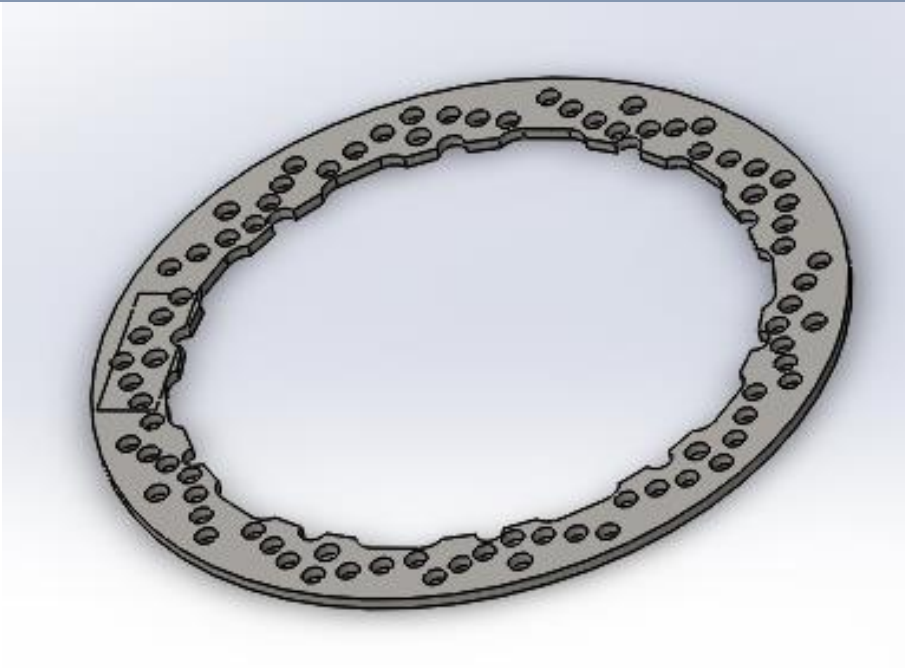
Fecha: jueves, 4 de junio de 2020

Diseñador: Solidworks

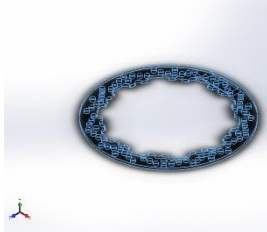
Nombre de estudio: Análisis estático 1

Tipo de análisis: Análisis estático

Información de modelo



Nombre del modelo: exterior del freno
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Línea de partición2 	Sólido	Masa:1,20975 kg Volumen:0,00015711 m^3 Densidad:7.700 kg/m^3 Peso:11,8556 N	C:\Users\migue\Desktop\SOLID\exterior del freno.SLDPRT Jun 4 17:33:55 2020

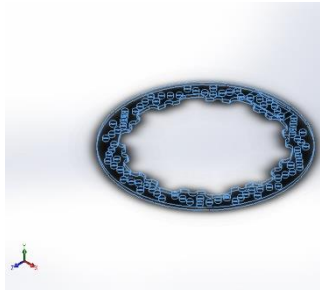
Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Activar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\migue\Desktop\SOLID)

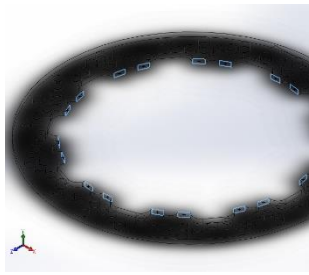
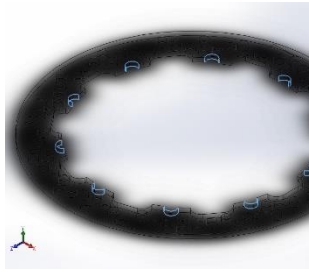
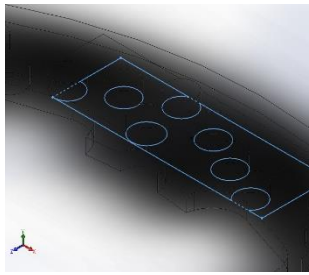
Unidades

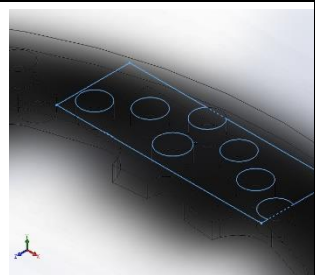
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

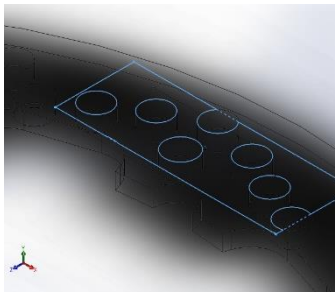
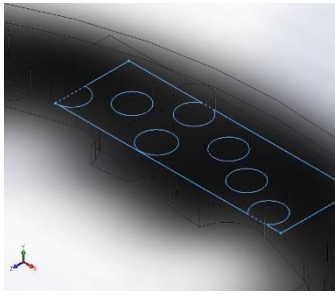

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 1.4116 (X50CrMoV15)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 7,85e+08 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 8,5e+08 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2,15e+11 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0,28</p> <p>Densidad: 7.700 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7,9e+10 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1,1e-05 /Kelvin</p>	Sólido 1(Línea de partición2)(exterior del freno)
Datos de curva:N/A		

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-3		Entidades: 20 cara(s) Tipo: Geometría fija			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-1,88568	2.119,74	3,91278	2.119,75	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	
Rodillo/Control deslizante-1		Entidades: 10 cara(s) Tipo: Rodillo/Control deslizante			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	5.910,82	4.743,87	3.793,86	8.475,58	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	
Rodillo/Control deslizante-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Rodillo/Control deslizante			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	0	375.591	0	375.591	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

Rodillo/Control deslizante-3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Rodillo/Control deslizante		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0	-381.711	0	381.711
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Presión-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Normal a cara seleccionada Valor: 325.000 Unidades: N/m ² Ángulo de fase: 0 Unidades: deg
Presión-3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Normal a cara seleccionada Valor: 325.000 Unidades: N/m ² Ángulo de fase: 0 Unidades: deg
Torsión-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsor Valor: 132,8 N.m

Temperatur a-1		Entidades: 166 cara(s) Temperatura: 798 Kelvin
---------------------------	---	---

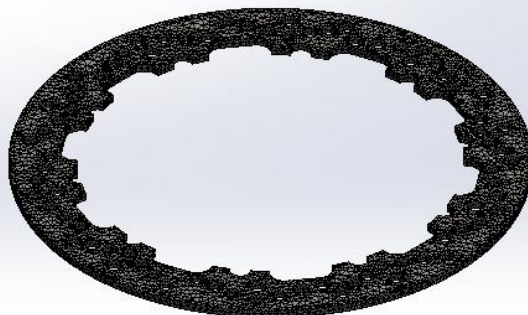
Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	Desactivar
Tamaño máximo de elemento	0 mm
Tamaño mínimo del elemento	0 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

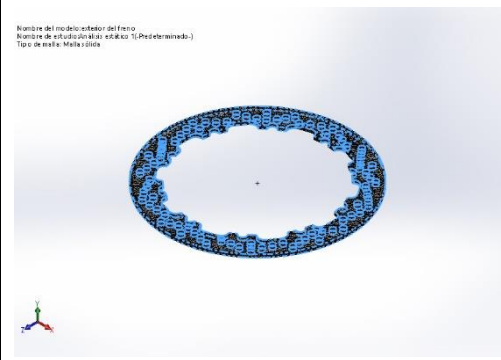
Información de malla - Detalles

Número total de nodos	66108
Número total de elementos	35472
Cociente máximo de aspecto	76,03
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0,0113
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:06
Nombre de computadora:	

Nombre del modelo: exterior del freno
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de malla: Malla sólida



Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-1		<p>Entidades: 356 arista(s)</p> <p>Unidades: mm</p> <p>Tamaño: 2,65617</p> <p>Cociente: 2,65617</p>

Fuerzas resultantes

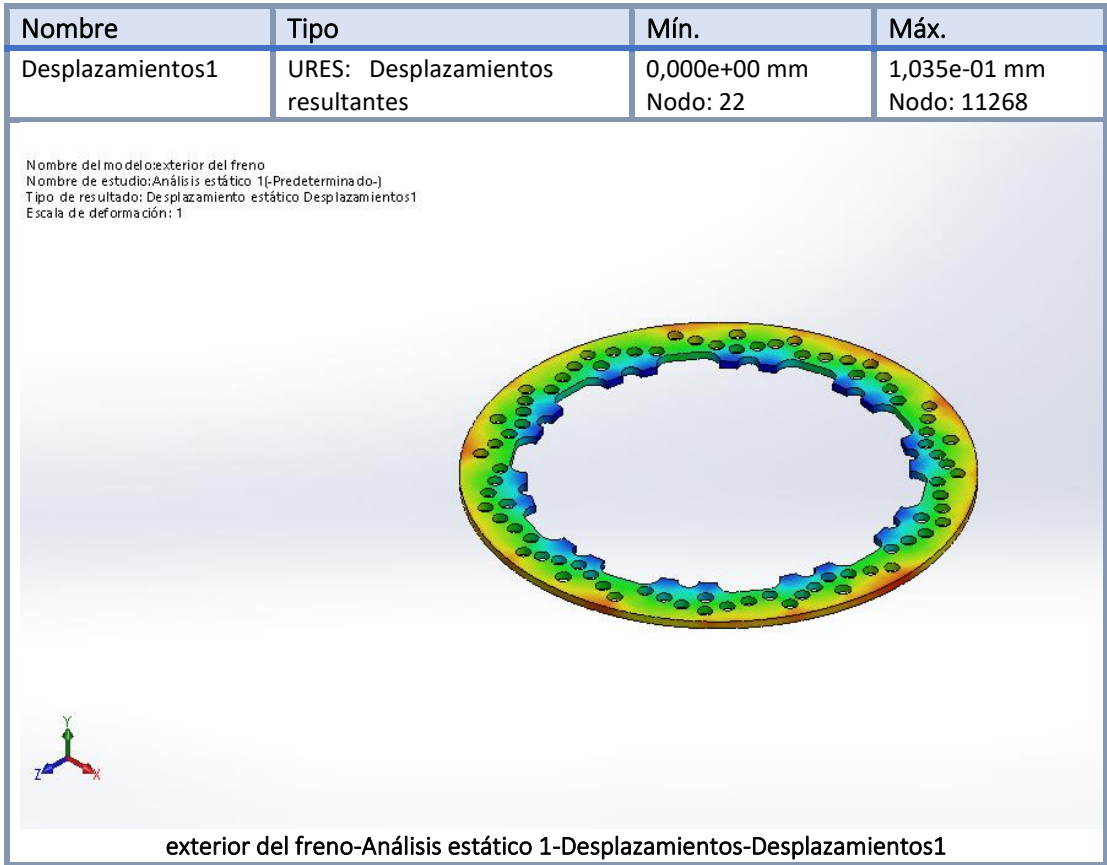
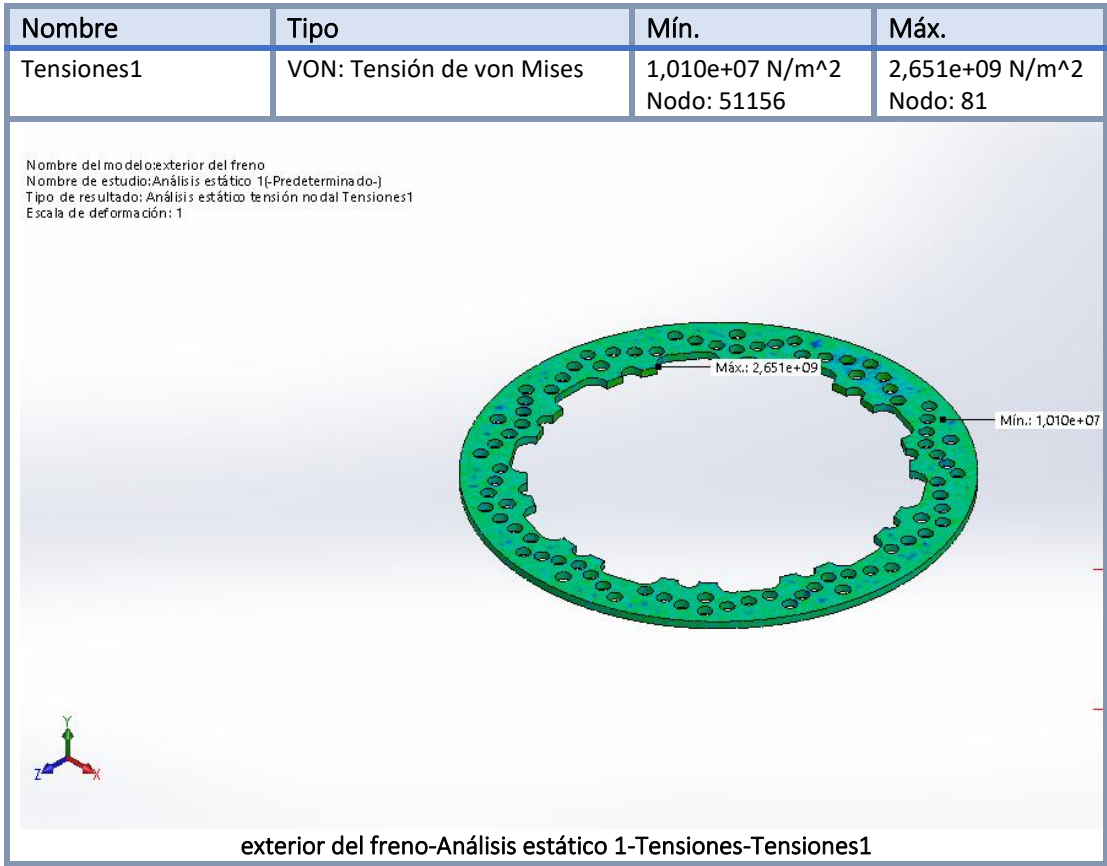
Fuerzas de reacción

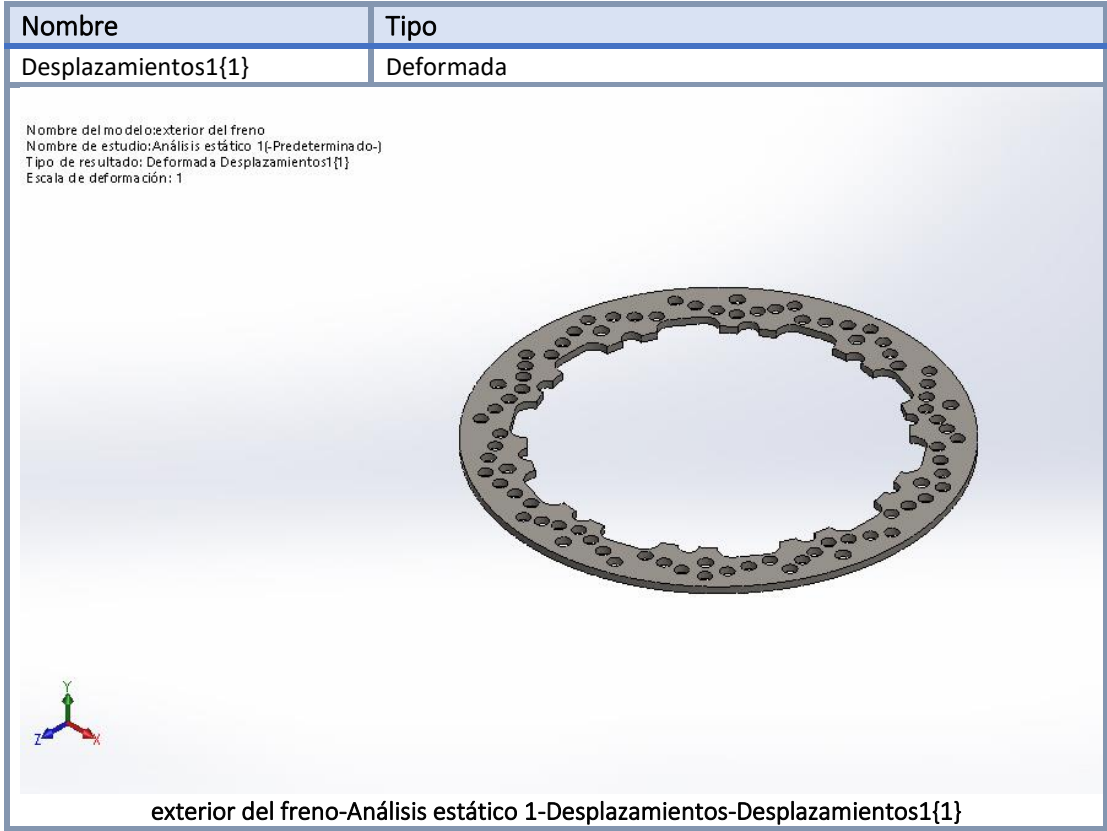
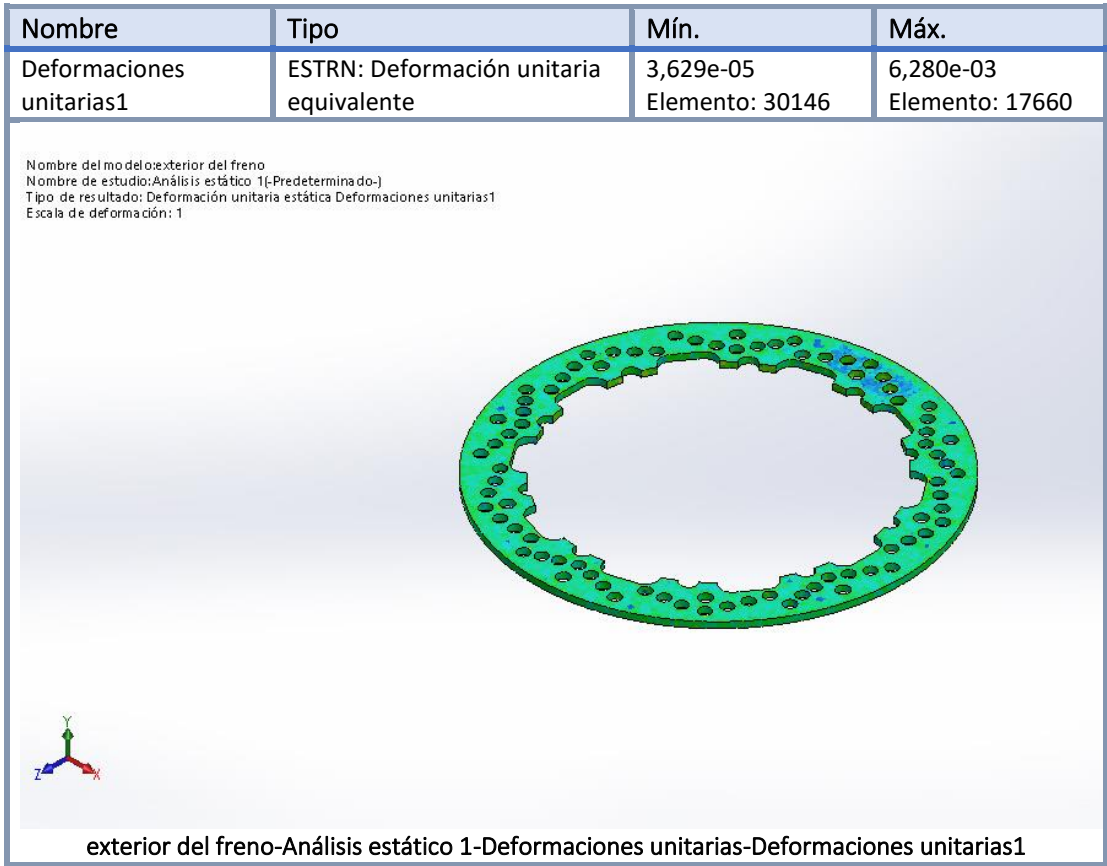
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-1,88568	7,70914	3,91278	8,84853

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

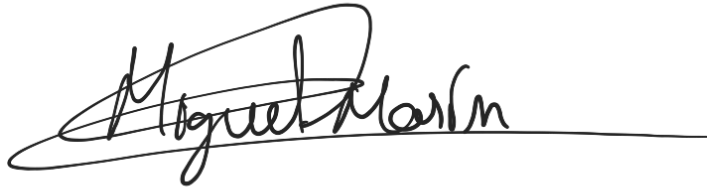
Resultados del estudio





En Logroño, a 31 de junio de 2020.

El autor



FDO: Miguel Marín Velasco

Trabajo Fin de Grado

Sistema de frenado para MotoE

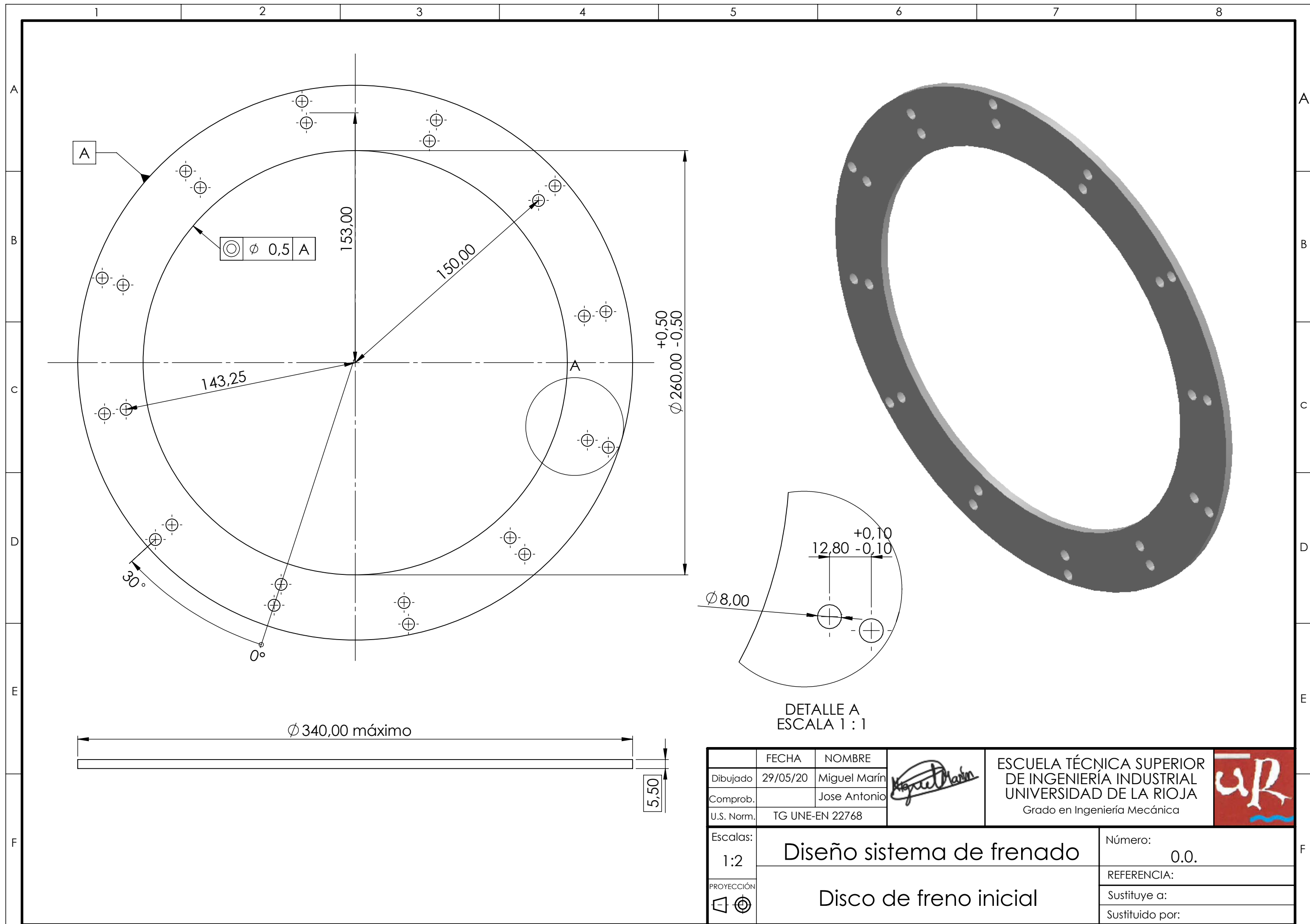


PLANOS

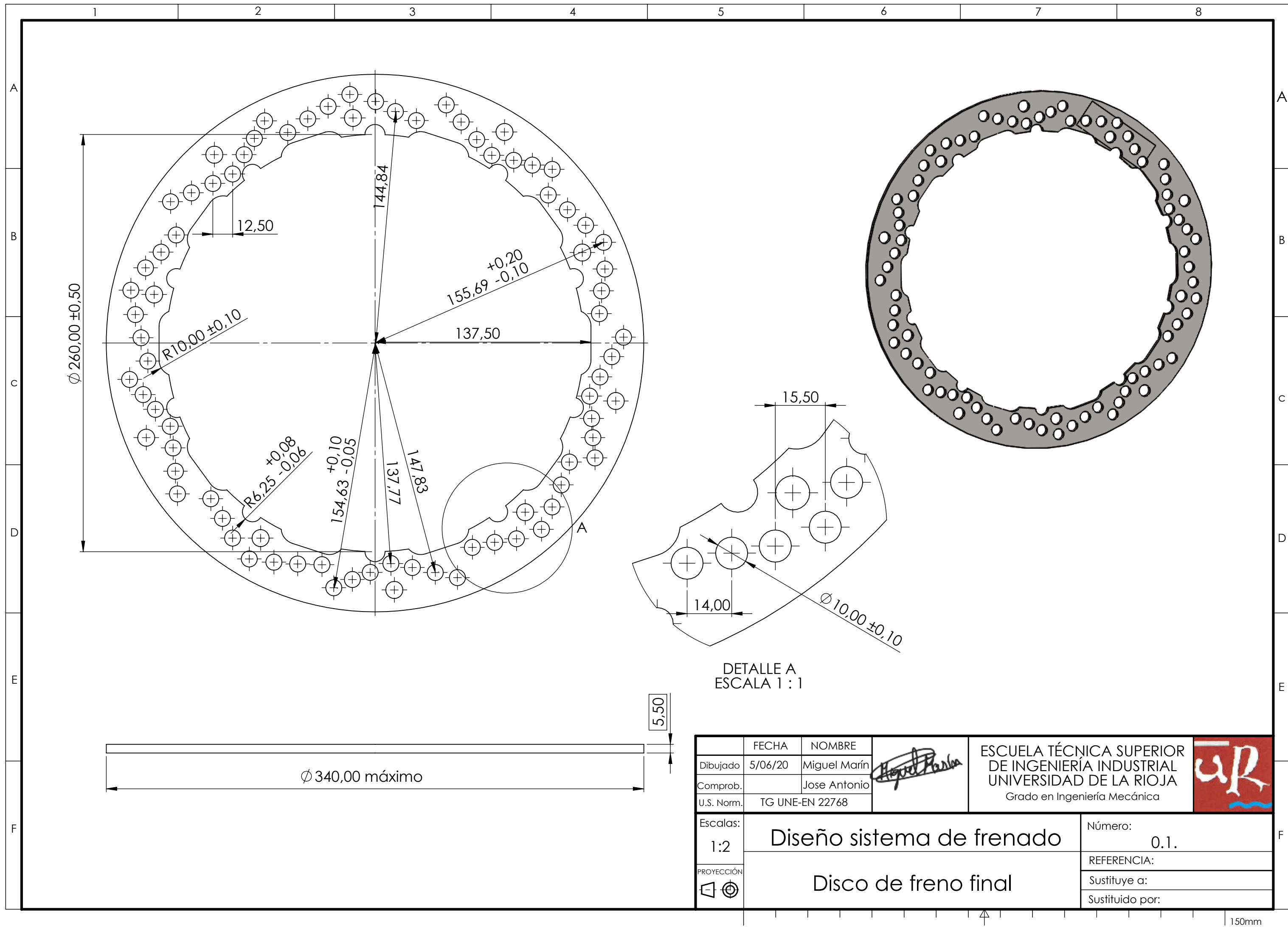
Índice de los Planos

1.	Plano 0.0. Disco de freno inicial.	193
2.	Plano 0.1. Disco de freno final.	195
3.	Plano 0.2. Pastilla de freno.....	197
4.	Plano 0.3. Pinza de freno 1.....	199
5.	Plano 0.4. Pinza de freno 2.....	201
6.	Plano 0.5. Piezas secundarias.....	203
7.	Plano 0.6. Disco de freno final.	205
8.	Plano 0.7. Diseño inicial.	207
9.	Plano 0.8. Despiece diseño inicial.	209
10.	Plano 0.9. Diseño final.....	211
11.	Plano 0.10. Diseño final despiezado.....	213

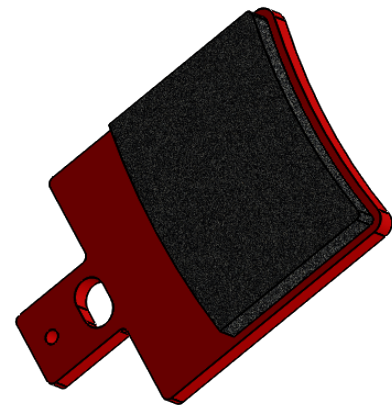
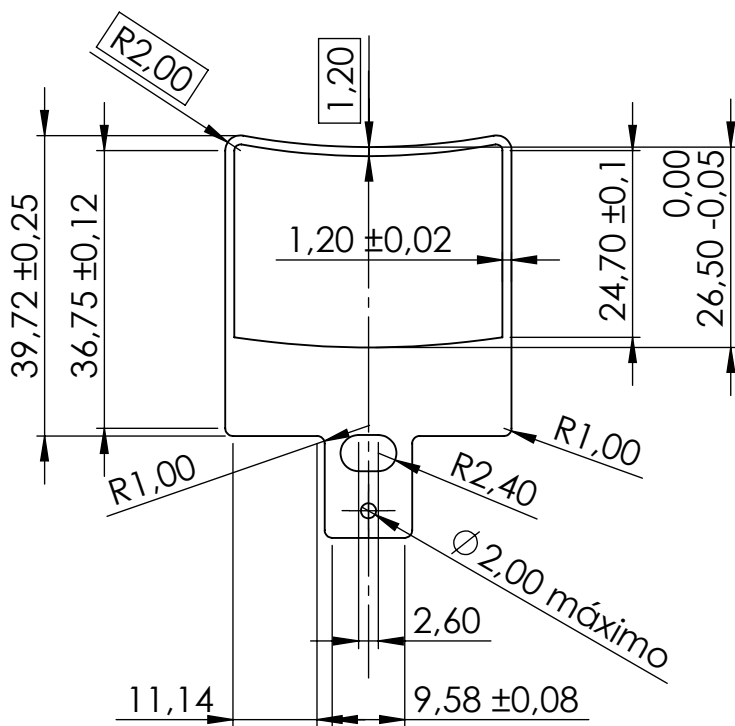
1. Plano 0.0. Disco de freno inicial.



2. Plano 0.1. Disco de freno final.

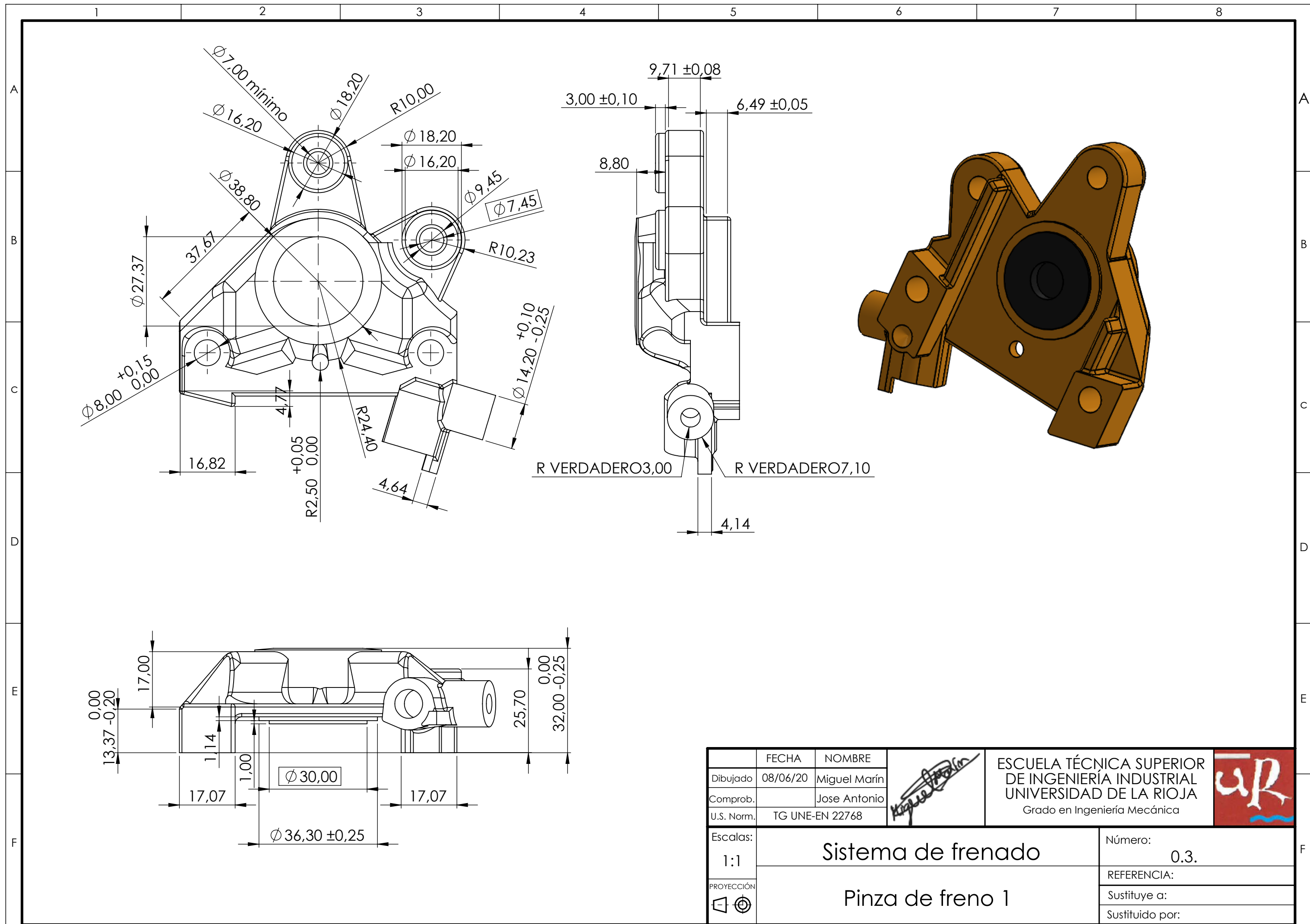


3. Plano 0.2. Pastilla de freno.



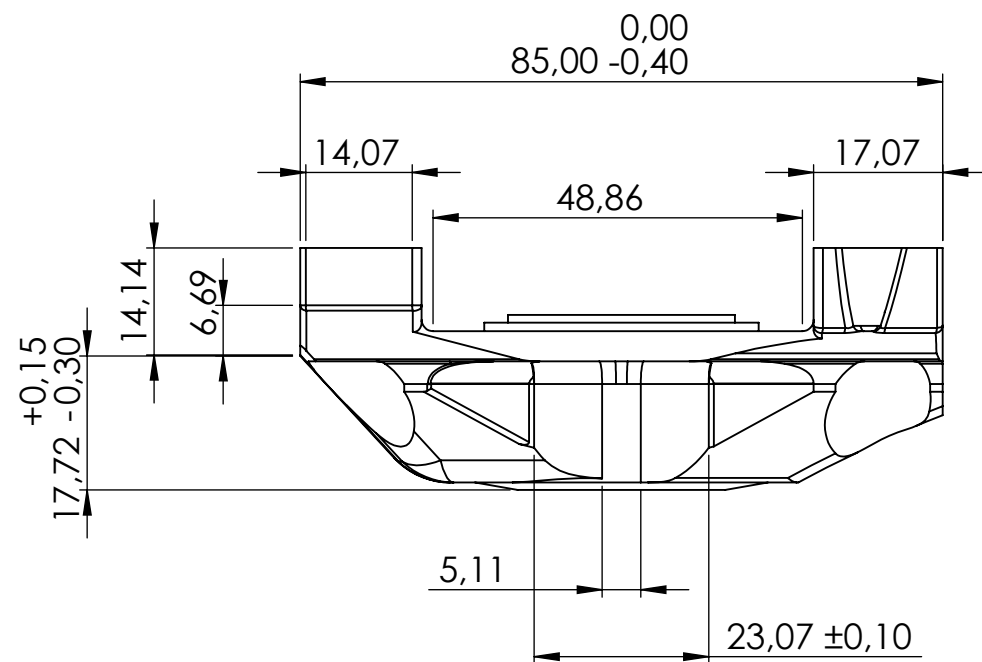
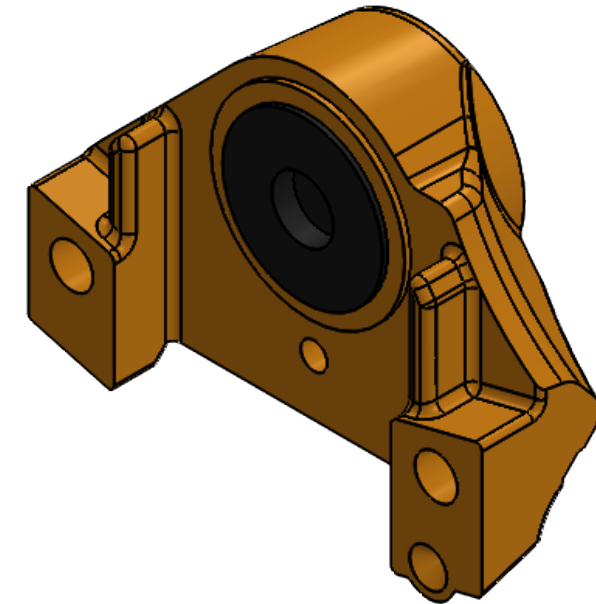
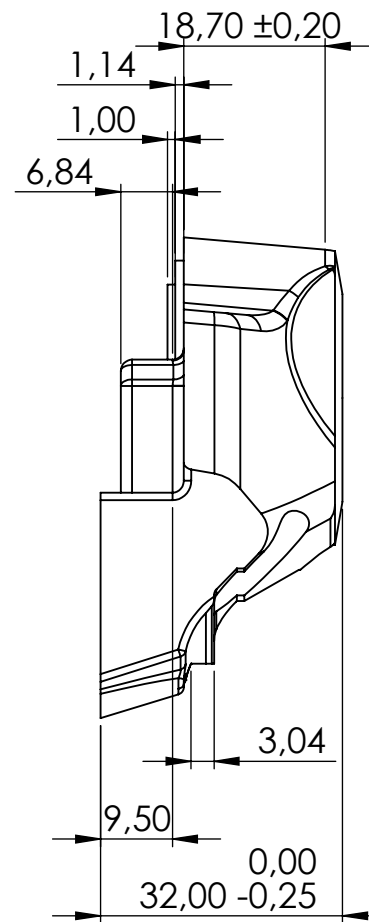
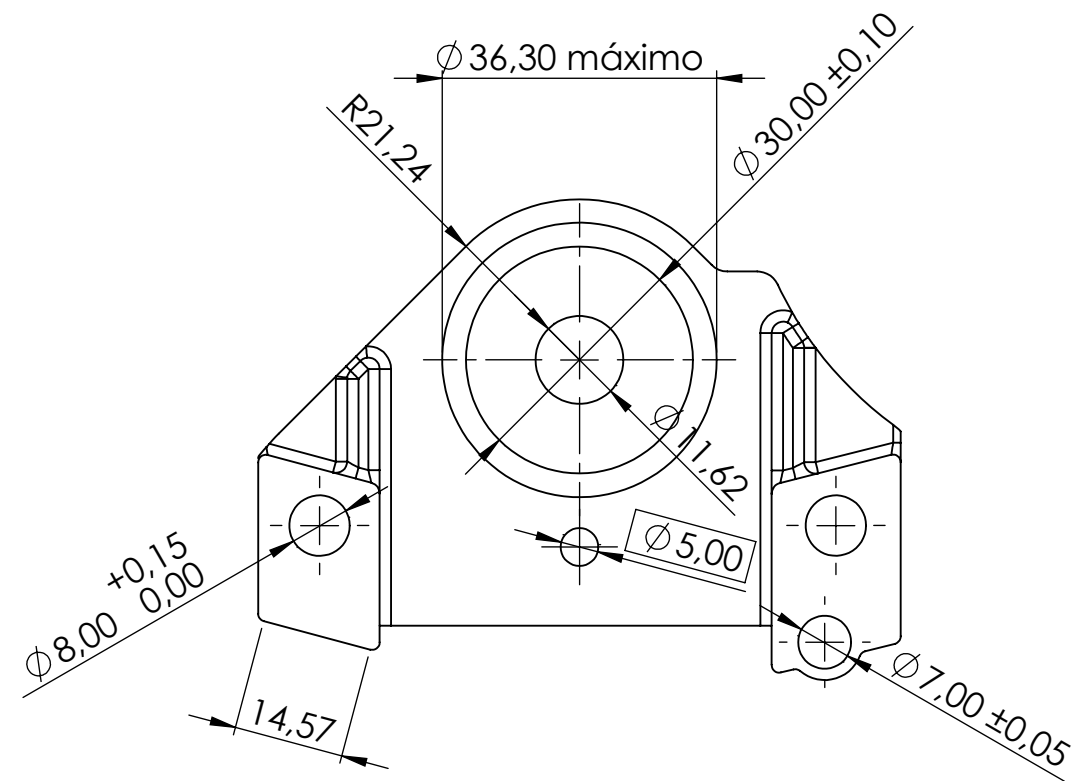
	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERIA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en ingeniería Mecánica	
Dibujado	07/06/20	Miguel Marín			
Comprob.		Jose Antonio			
Id.s.normas	T.G. UNE-EN 22768				
ESCALA	Diseño sistema de frenado			Número	
1:1				0.2.	
PROYECCIÓN 	Pastilla de freno			Referencia	
				Sustituye a	
				Sustituido por	

4. Plano 0.3. Pinza de freno 1.



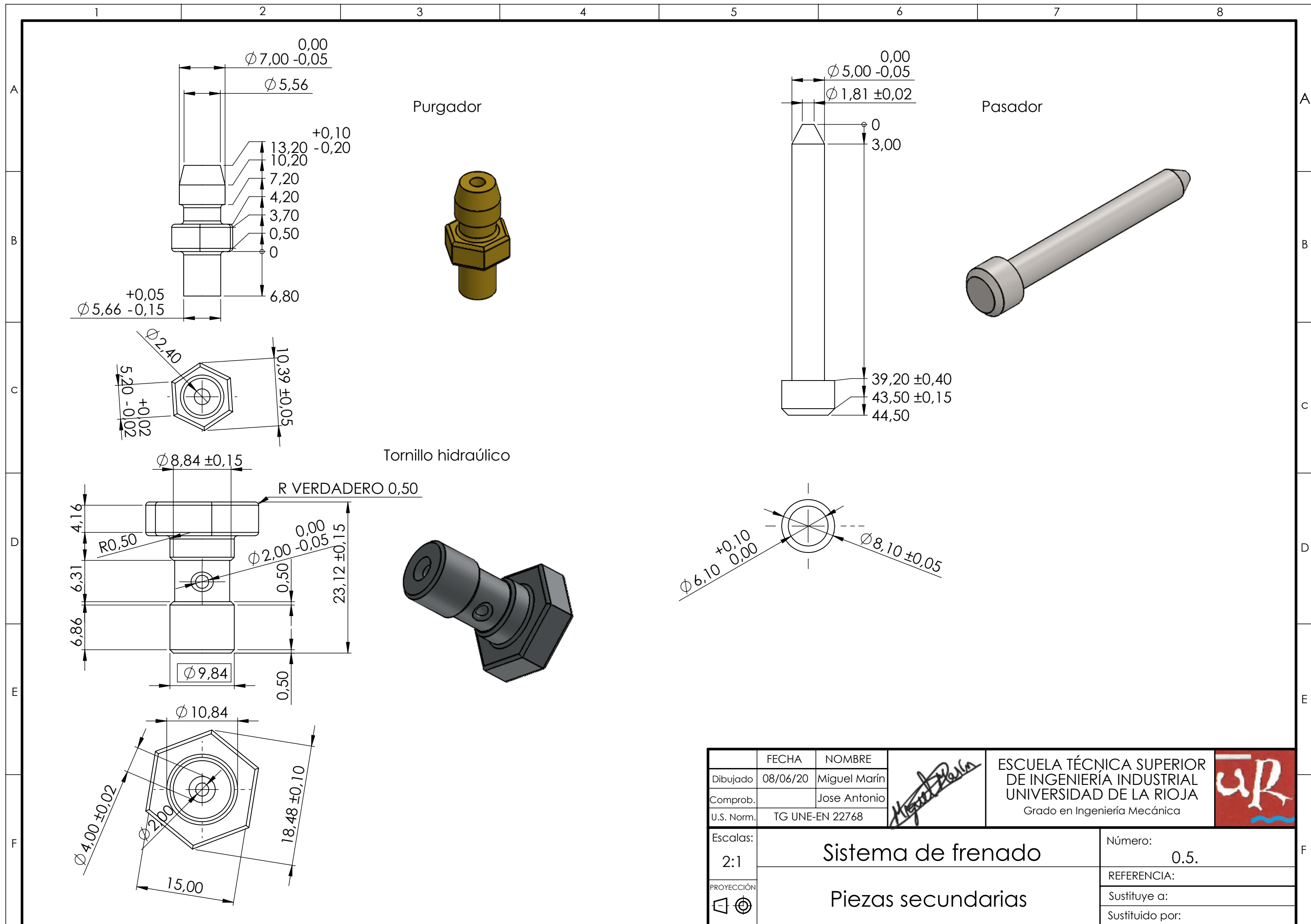
	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	08/06/20	Miguel Marín			
Comprob.		Jose Antonio			
U.S. Norm.	TG UNE-EN 22768				
Escalas:	Sistema de frenado			Número:	
1:1				0.3.	
PROYECCIÓN 	Pinza de freno 1			REFERENCIA:	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

5. Plano 0.4. Pinza de freno 2.



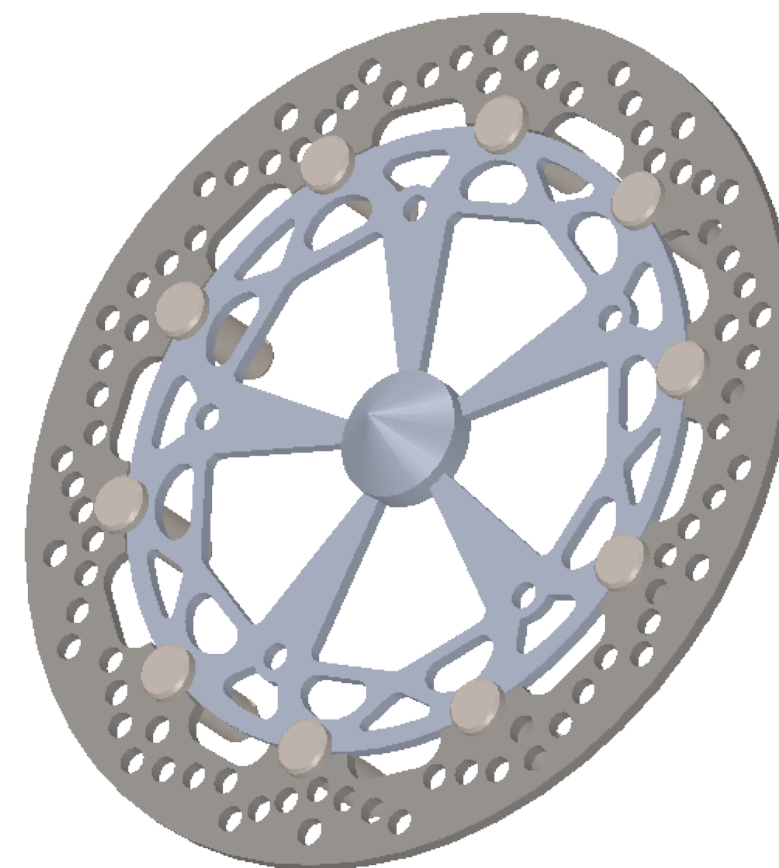
	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	08/06/20	Miguel Marín			
Comprob.		Jose Antonio			
U.S. Norm.	TG UNE-EN 22768				
Escalas:	Sistema de frenado			Número:	
1:1				0.4.	
PROYECCIÓN 	Pinza de freno 2			REFERENCIA:	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

6. Plano 0.5. Piezas secundarias.



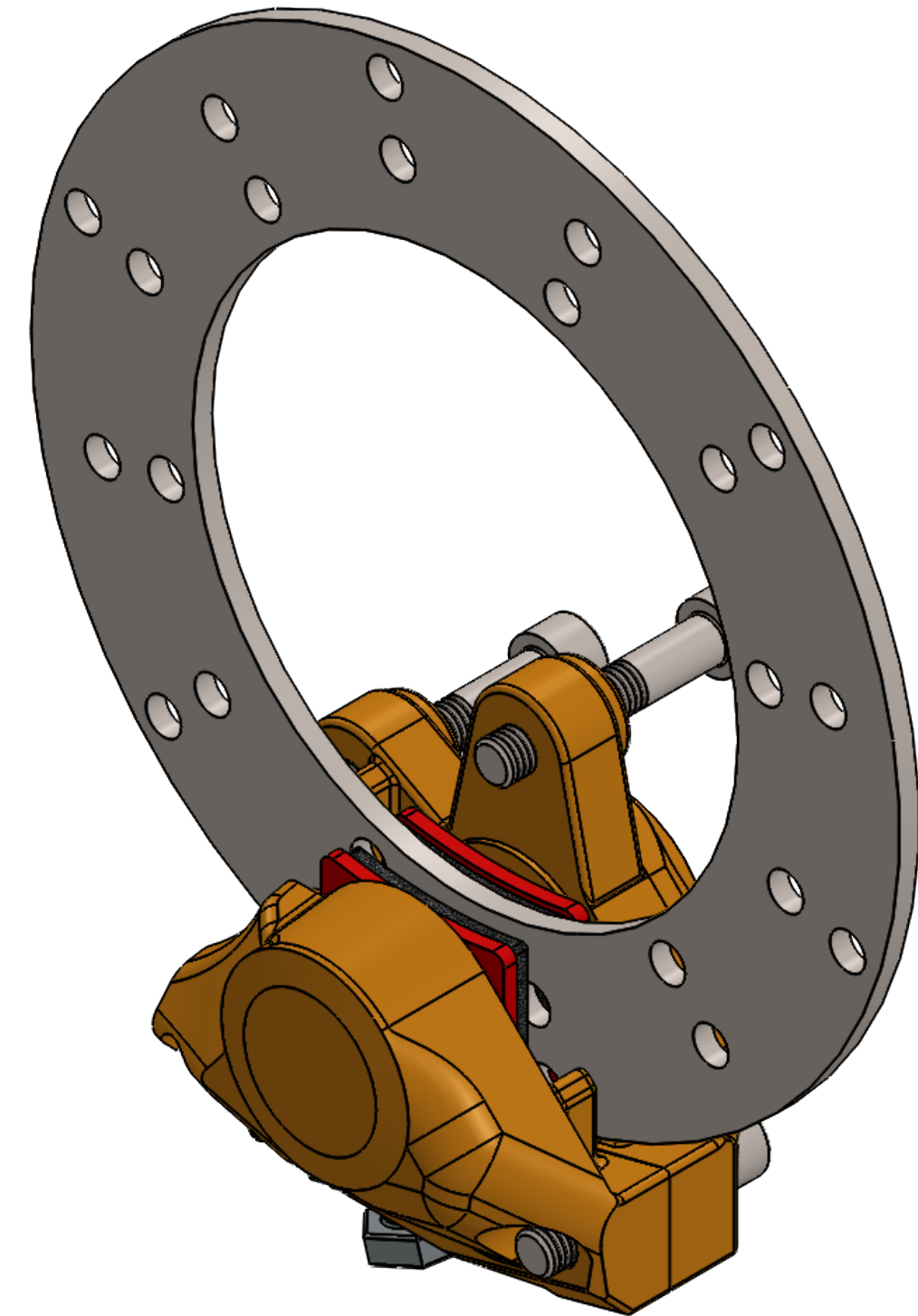
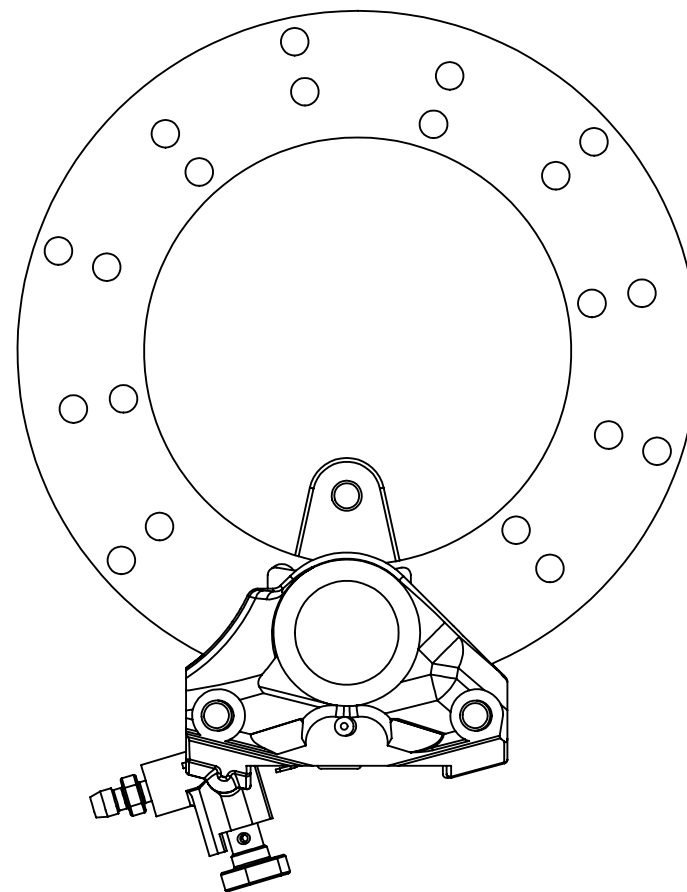
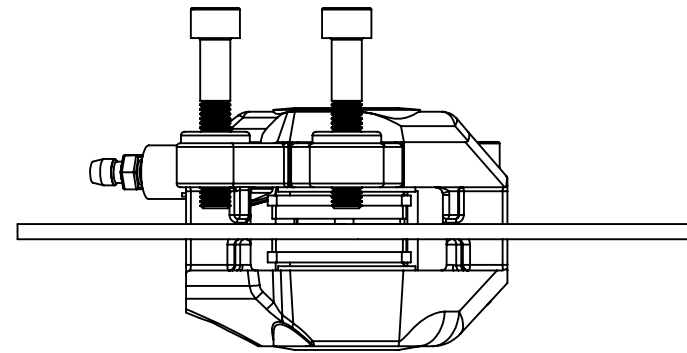
	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	08/06/20	Miguel Marín			
Comprob.		Jose Antonio			
U.S. Norm.	TG UNE-EN 22768				
Escalas:	Sistema de frenado			Número:	0.5.
2:1					
PROYECCIÓN 	Piezas secundarias			REFERENCIA:	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

7. Plano 0.6. Disco de freno final.



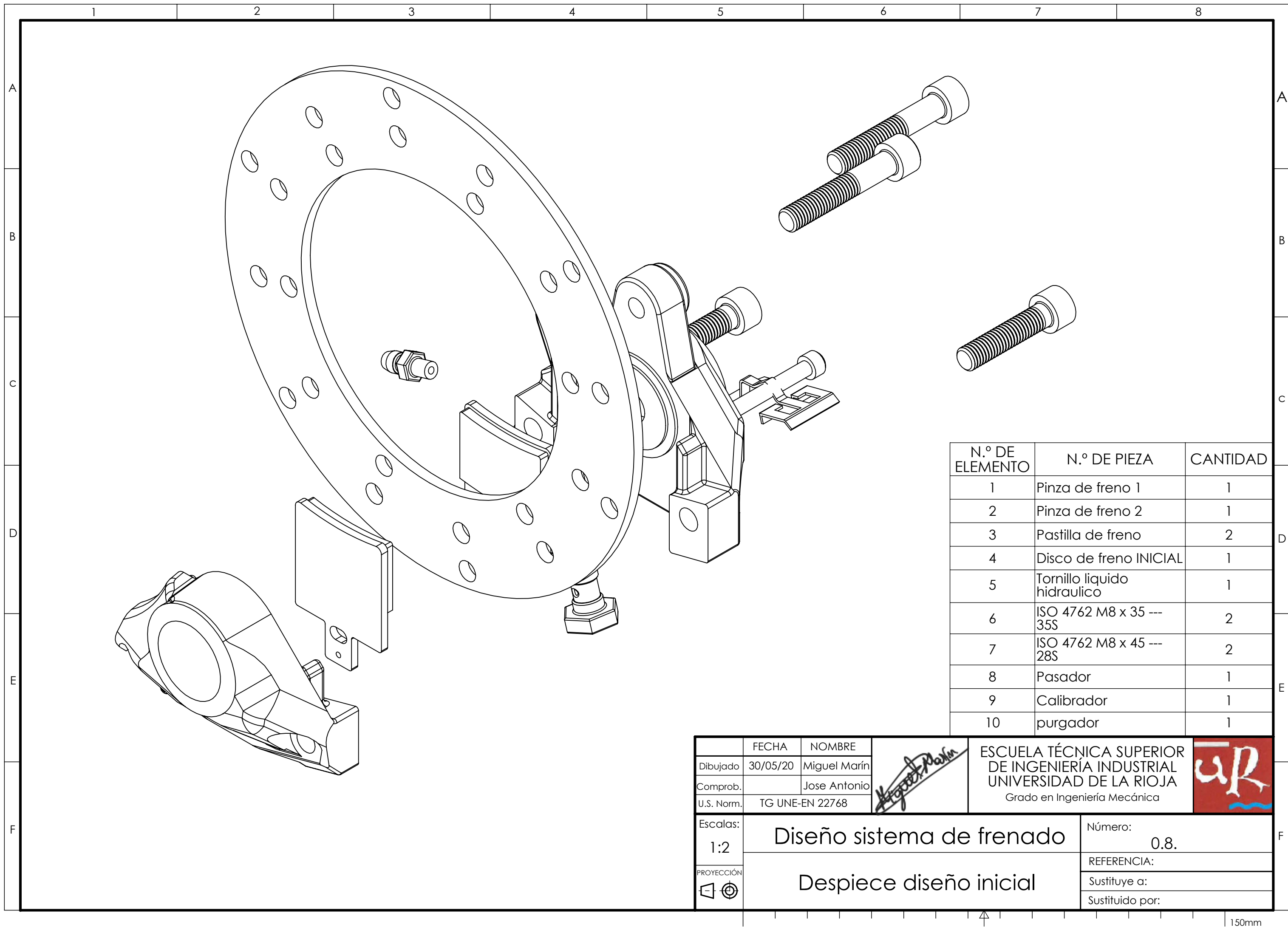
	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	30/05/20	Miguel Marín			
Comprob.		Jose Antonio			
U.S. Norm.	TG UNE-EN 22768				
Escalas:	Diseño sistema de frenado Disco de freno final			Número:	0.6.
1:2				REFERENCIA:	
PROYECCIÓN				Sustituye a:	
 				Sustituido por:	

8. Plano 0.7. Diseño inicial.



	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	30/05/20	Miguel Marín			
Comprob.		Jose Antonio			
U.S. Norm.	TG UNE-EN 22768				
Escalas:	Diseño sistema de frenado			Número:	
1:2				0.7.	
PROYECCIÓN				Diseño inicial	
 					
			REFERENCIA:		
			Sustituye a:		
			Sustituido por:		

9. Plano 0.8. Despiece diseño inicial.

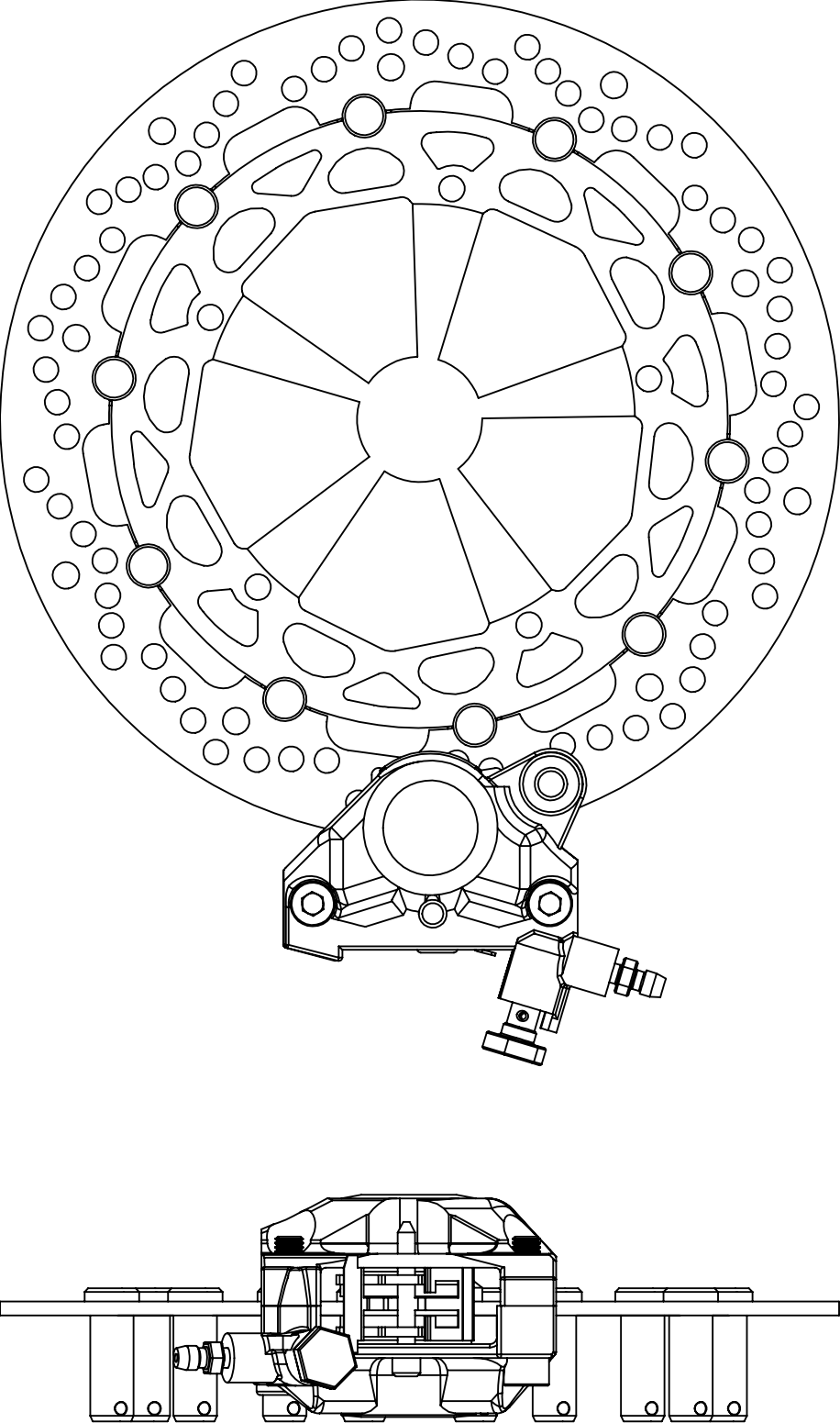


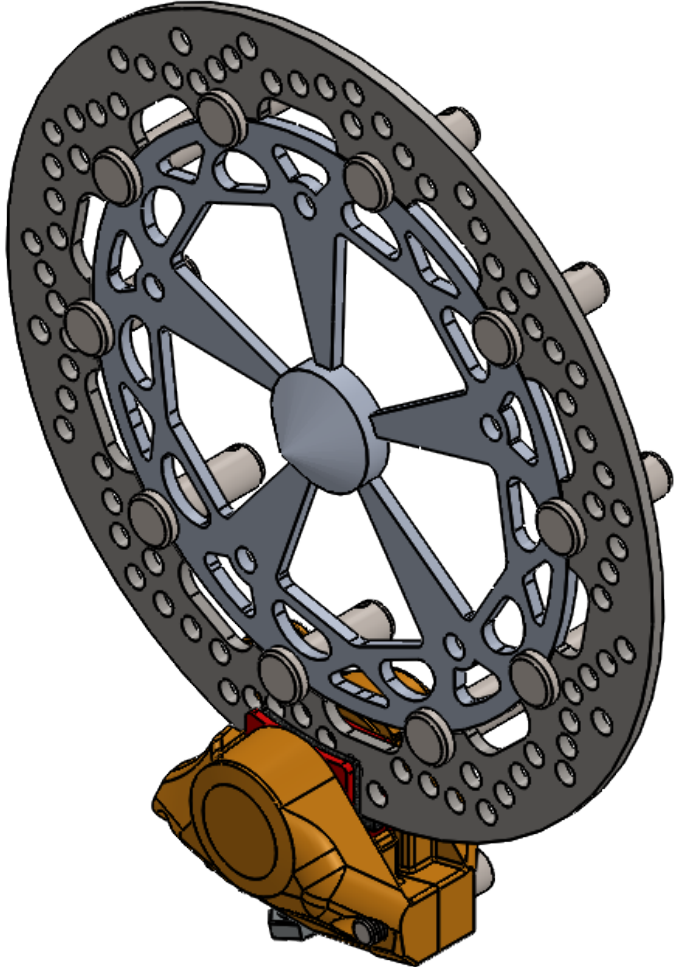
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Pinza de freno 1	1
2	Pinza de freno 2	1
3	Pastilla de freno	2
4	Disco de freno INICIAL	1
5	Tornillo liquido hidraulico	1
6	ISO 4762 M8 x 35 --- 35S	2
7	ISO 4762 M8 x 45 --- 28S	2
8	Pasador	1
9	Calibrador	1
10	purgador	1



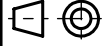
	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	30/05/20	Miguel Marín			
Comprob.		Jose Antonio			
U.S. Norm.	TG UNE-EN 22768				
Escalas:	Diseño sistema de frenado			Número: 0.8.	
1:2					
PROYECCIÓN	Despiece diseño inicial			REFERENCIA:	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

10. Plano 0.9. Diseño final.

	1	2	3	4	5	6	7	8
A								
B								
C								
D								
E								
F								





	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	30/05/20	Miguel Marín			
Comprob.		Jose Antonio			
U.S. Norm.	TG UNE-EN 22768				
Escalas:	1:2			Número: 0.9.	
PROYECCIÓN 	Diseño sistema de frenado Diseño final			REFERENCIA:	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

11. Plano 0.10. Diseño final despiezado.

Trabajo Fin de Grado

Sistema de frenado para MotoE



PLIEGO DE CONDICIONES

Índice del Pliego de Condiciones

1. Objeto del pliego y ámbito de aplicación.....	218
1.1. Objetivo	218
1.2. Fecha de publicación.....	218
1.3. Alcance	218
1.4. Documentación.....	218
1.5. Compatibilidad y relación entre los documentos	219
1.6. Normas generales.....	219
1.7. Condiciones técnicas.....	219
2. Descripción del producto.....	219
3. Especificaciones técnicas de los materiales.....	220
3.1. Calidades mínimas para exigir.....	220
3.1.1. Tratamientos térmicos.....	222
4. Ejecución del proyecto.....	223
4.1. Trabajos previos.....	223
4.1.1. Selección de materias primas.....	223
4.1.2. Irregularidades en los materiales.....	223
4.1.3. Inspección de los materiales.....	224
4.1.3.1. Ensayos mecánicos.....	224
4.1.3.2. Certificación del ensayo.....	225
4.1.4. Reclamaciones.....	225
4.2. Proceso productivo.....	226
4.2.1. Volumen productivo.....	226
4.2.2. Manipulación de los materiales y condiciones de trabajo.....	226
4.2.3. Controles de calidad.....	226
5. Fabricación.....	227
5.1. Especificaciones de ejecución.....	227
5.2. Síntomas de avería.....	227
5.3. Desmontaje.....	228
5.3.1. Puntos de observación de defectos.....	228
5.4. Medidas de prevención y protección en la fabricación.....	228
6. Reglamentación y normativa.....	230
7. Aspectos del contrato.....	231
7.1. Documentos que definen el proyecto.....	231
7.1.1. Dirección del proyecto.....	231

7.2.	Contradicciones y omisiones de la documentación.....	232
7.3.	Contrato	232
7.3.1.	Garantía.....	232
7.3.2.	Rescisión del contrato	232
7.3.3.	Subcontratas	233
8.	Modificaciones en el proyecto.	233
9.	Disposiciones legales.....	234
9.1.1.	Director.....	234
9.1.2.	Obligaciones del contratista.....	234
9.1.3.	Medición.....	235
9.1.4.	Revisión de precios.....	235
9.1.5.	Condiciones de pago.	235
9.1.6.	Licencia de uso.	235

Índice de figuras del Pliego de Condiciones

Ilustración 51 Capacidad calorífica Acero DIN 1.4031	221
Ilustración 52 Conductividad térmica Acero DIN 1.4031.	221

Índice de tablas del Pliego de Condiciones

Tabla 34 Tratamientos térmicos Acero DIN 1.4031.	220
Tabla 35 Propiedades exigibles Acero DIN 1.4031.....	220
Tabla 36 Propiedades Acero DIN 1.4306.....	222

1. Objeto del pliego y ámbito de aplicación.

1.1. Objetivo

En el pliego de condiciones se van a mostrar una serie de prescripciones, criterios y normas, que, junto a los planos, constarán una serie de condiciones técnico-económicas administrativas.

Si se deseara hacer algún cambio en el sistema de frenado de la motocicleta debe ser debidamente informado y de forma previa al creador del proyecto. Si este no da el consentimiento no se podrán realizar modificaciones, ya que es el responsable de todo el proyecto.

Las modificaciones que el dueño del vehículo realice a dicho sistema de frenos no se podrá hacer responsable al creador del proyecto.

1.2. Fecha de publicación.

El pliego de condiciones para el diseño del sistema de frenado de una moto eléctrica de gran potencia será publicado el mismo día en el que se presenten el resto de los documentos que complementan el proyecto.

1.3. Alcance

La publicación contendrá en su interior condiciones administrativas, económicas y técnicas. Las condiciones económicas tratan, en su mayoría, del sistema de pago y las administrativas tratan de contratos, derechos y publicaciones.

Por último, las condiciones técnicas son importantes ya que se centran en la materia prima de las piezas, el diseño y montaje de los componentes del sistema y las pruebas de los mecanismos.

1.4. Documentación.

El proyecto quedará definido por los siguientes documentos:

- Planos.
- Memoria.
- Anexos.
- Pliego de condiciones.
- Mediciones y presupuesto.

Los documentos basados en datos sobre experimentos, ensayos, estudios y demás representan una suposición y un cálculo; sin embargo, ello no supone que se responsabilice de la certeza de los datos que se suministran y, en consecuencia, deben aceptarse tan solo como complementarios. Por tanto, el contratista será responsable de los errores de todos los datos que afectan al contrato.

Cualquier cambio de planteamiento que implique un cambio sustancial deberá ponerse en conocimiento para que los apruebe, si procede y redacte el oportuno proyecto reformado.

1.5. Compatibilidad y relación entre los documentos

Todos los documentos son compatibles entre sí y se relacionan entre ellos. Hay que seguir un orden de prioridad de los documentos, el cual es el siguiente:

- 1º Planos.
- 2º Pliego de condiciones.
- 3º Presupuesto y mediciones.
- 4º Memoria.
- 5º Anexos.

1.6. Normas generales.

Todo el material y trabajo realizado debe y tiene que estar bajo las normas vigentes hasta la fecha de publicación de este proyecto.

Estas son algunas de las instituciones de normativas más importantes:

- ISO (International Organization for Standardization).
- UNE (Una Norma Española).
- DIN (Deutsches Institut für Normung).
- ASME (American Society of Mechanical Engineers).

Si hay discrepancias entre dichas normas se ha de seguir la más restrictiva.

1.7. Condiciones técnicas.

Las piezas y todos los documentos que componen este proyecto tienen que seguir las condiciones y disposiciones mencionadas en los demás documentos anteriores.

Respecto a las provisiones, estarán incluidas los materiales, los softwares de cálculo como así también elementos materiales para la realización del proyecto.

2. Descripción del producto.

El presente documento se basa en el desarrollo, cálculo, simulación y diseño de un sistema de frenado para una motocicleta eléctrica de gran potencia. El modelizado ha sido exclusivamente realizado para un modelo de moto específico por lo que la fabricación en serie posterior está totalmente descartada.

Una vez se realizó el prediseño y acotación de parámetros y se obtuvo un diseño, cálculo y comprobaciones de resistencia y térmicas que componen principalmente el sistema de frenado, la finalidad del presente documento es la de lograr su fabricación final.

Entonces todos los gastos posteriores de instalación de los componentes, de puesta en marcha del sistema y de la posible adquisición de la motocicleta quedarán exentos en el documento de presupuesto del proyecto.

Por otro lado, en la fabricación de los componentes se utilizarán, entre otras secundarias la siguiente maquinaria y utillaje:

- Herramientas básicas como puede ser una llave inglesa.
- Una recortadora.
- Una fresadora automática de control numérico.
- Tornos de control numérico.
- Máquinas de acabado.
- Máquina de adhesivado.

3. Especificaciones técnicas de los materiales.

En las siguientes páginas se recogen las especificaciones y propiedades que deben tener y cumplir los materiales empleados en los componentes analizados del sistema de frenado.

3.1. Calidades mínimas para exigir.

Es importante la definición y estipulación de los parámetros exigibles en los materiales empleados en el desarrollo del sistema.

Se emplearán los siguientes materiales principalmente:

- Acero DIN 1.4031, que es un tipo de acero empleado para construcción de máquinas, tecnología médica, cuchillas para máquinas, cizallas, herramientas de corte, navajas de afeitar, industria del automóvil, industria alimentaria, elementos de unión, decoraciones, equipamientos de cocina, ingeniería energética, muelles/resortes, vástagos de pista y tornillos.

Ha debido tener los siguientes tratamientos térmicos:

Recocido blando	Temperatur	Enfriamiento	Dureza después del recocido
	760 - 800°C	Horno	máx. 241 HB
Recocido para liberar tensiones	Temperatura	Enfriamiento	
	600 - 650°C	Horno	
Temple	Temperatura	Enfriamiento brusco	
	1000 - 1050°C	Aceite, baño de agua (500 - 550°C)	

Tabla 34 Tratamientos térmicos Acero DIN 1.4031.

Se exigen de propiedades mínimas en este acero:

Propiedades		
Módulo elástico	2.15e+11	N/m ²
Coeficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	7.9e+10	N/m ²
Densidad de masa	7700	kg/m ³
Límite de tracción	850000000	N/m ²
Límite elástico	785000000	N/m ²
Coeficiente de expansión térmica	1.1e-05	/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	540	J/(kg·K)

Tabla 35 Propiedades exigibles Acero DIN 1.4031.

Con estas capacidades térmicas:

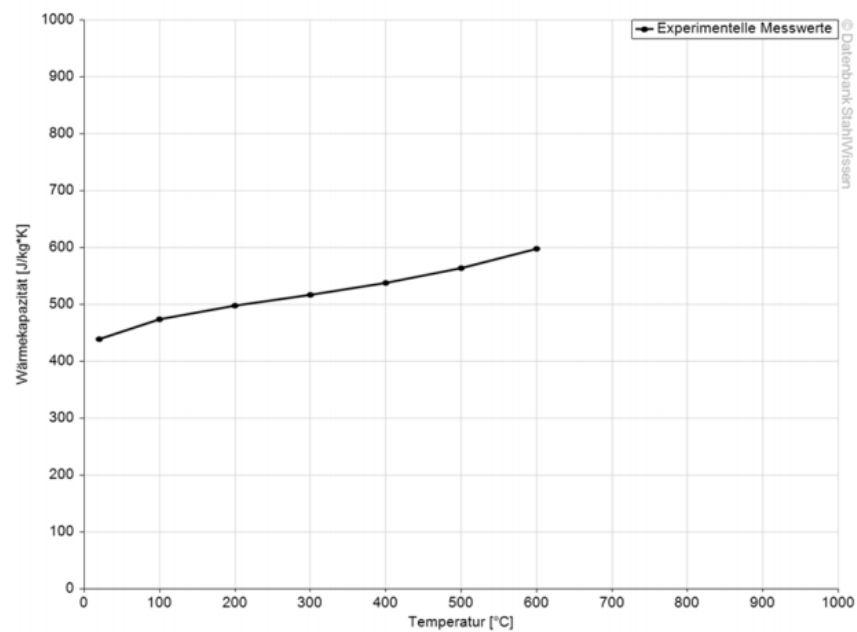


Ilustración 51 Capacidad calorífica Acero DIN 1.4031

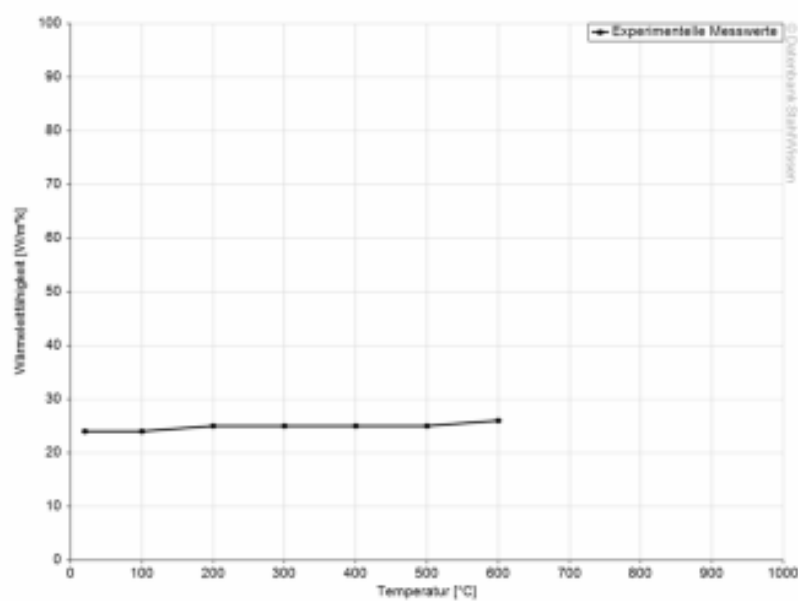


Ilustración 52 Conductividad térmica Acero DIN 1.4031.

- Acero DIN 1.4306, este acero inoxidable austenítico es versátil y más ampliamente utilizado. Exhibe una excelente resistencia a la corrosión en una amplia gama de ambientes corrosivos.

Este material debe tener las siguientes propiedades:

Propiedades		
Módulo elástico	2,00E+11	N/m ²
Coeficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	7.9e+10	N/m ²
Densidad de masa	7900	kg/m ³
Límite de tracción	600000000	N/m ²
Límite elástico	400000000	N/m ²
Coeficiente de expansión térmica	1.1e-05	/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	440	J/(kg·K)

Tabla 36 Propiedades Acero DIN 1.4306.

- Ferodo de alta calidad: se le exige un coeficiente de fricción mínimo de 0,4 y una resistencia al desgaste notable.

3.1.1. Tratamientos térmicos.

- Normalizado

Tiene por objetivo dejar un material en estado normal, es decir, ausencia de tensiones internas y con una distribución uniforme del carbono. Se suele emplear como tratamiento previo al temple y al revenido.

- Templado

Su finalidad es aumentar la dureza y la resistencia del acero. Para ello, se calienta el acero a una temperatura ligeramente más elevada que la crítica superior A_c (entre 900-950 °C) y se enfría luego más o menos rápidamente (según características de la pieza) en un medio como agua, aceite, etcétera.

- Recocido

Consiste básicamente en un calentamiento hasta la temperatura de austenización (800-925 °C) seguido de un enfriamiento lento. El recocido es el tratamiento térmico que, en general, tiene como finalidad principal el ablandar el acero, regenerar la estructura de aceros sobrecalentados o simplemente eliminar las tensiones internas que siguen a un trabajo en frío. Esto es, eliminar los esfuerzos residuales producidos durante el trabajo en frío sin afectar las propiedades mecánicas de la pieza finalizada, o puede utilizarse el recocido para eliminar por completo el endurecimiento por deformación. En este caso, la parte final es blanda y dúctil, pero sigue teniendo un acabado de superficie y precisión dimensional buenos

- Revenido

Sólo se aplica a aceros previamente templados, para disminuir ligeramente los efectos del temple, conservando parte de la dureza y aumentar la tenacidad. El revenido consigue disminuir la dureza y resistencia de los aceros templados, se eliminan las tensiones creadas en el temple y se mejora la tenacidad, dejando al acero con la dureza o resistencia deseada. Se distingue básicamente del temple en cuanto a temperatura máxima y velocidad de enfriamiento.

- Cementado

Es un tratamiento termoquímico consistente en el endurecimiento de la superficie externa del acero al bajo carbono, quedando el núcleo blando y dúctil. Como el carbono es el que genera la dureza en los aceros en el método de cementado se tiene la posibilidad de aumentar la cantidad de carbono en los aceros de bajo contenido de carbono antes de ser endurecido. El carbono se agrega al calentar al acero a su temperatura crítica mientras se encuentra en contacto con un material carbonoso. Los tres métodos de cementación más comunes son: empacado para carburación, baño líquido y gas.

4. Ejecución del proyecto.

En este apartado serán descritos los modos en los que se debe actuar en cada una de las diferentes etapas del proceso productivo. También el modo de abastecimiento de materias primas y los controles de calidad del producto terminado.

4.1. Trabajos previos.

4.1.1. Selección de materias primas

La persona, organismo o departamento responsable del abastecimiento de los componentes primarios requeridos durante el proceso productivo tendrá una libertad absoluta en la consecución de estos, no importará el lugar de procedencia ni el proveedor contratado. Se tendrá en cuenta que siempre se cumplan las especificaciones, propiedades y normas establecidas en el presente documento.

Esta misma persona, organismo o departamento deberá redactar un informe certificado en el que se detallen las características de los materiales ofertados por el fabricante y su adecuación a los requisitos descritos en el presente Pliego de Condiciones, ya sea la adecuación de sus propiedades o en su forma, así como datos pertinentes del proveedor. Solo tras la certificación de dicho informe se dará permiso para la utilización en el proceso de los materiales citados en el mismo.

4.1.2. Irregularidades en los materiales.

Una remesa de cada lote de materiales adquiridos a los diferentes proveedores se deberá analizar y comprobar en un laboratorio las especificaciones necesarias para su posterior uso.

En caso de que se descubra cualquier irregularidad en los materiales una vez estos ya se encuentren dentro del proceso productivo y se estén empleando en los diferentes procesos, se detendrá la etapa de producción afectada y se emitirá un informe en el que constará el material que presenta la irregularidad, la descripción de esta y los datos de su proveedor. Una vez verificado el informe del fallo por parte del ente responsable del abastecimiento de las materias primas, se emprenderán las acciones pertinentes contra el responsable del incumplimiento.

4.1.3. Inspección de los materiales.

En este apartado se especificará la metodología en la cual los materiales entrantes para producción deben ser evaluados.

- Procedimiento.

El personal de inspección tiene acceso libre a las instalaciones del suministrador y tiene derecho a rechazar el producto si algo se ha construido mal o no cumple algún requisito. El fabricante da el plan del control de calidad al comprador que señalará sus puntos de inspección.

En la entrada se comprobará mediante los documentos suministrados con los materiales y productos fabricados, que éstos coinciden con los pedidos. Si no se incluye una declaración del suministrador de que los productos o materiales cumplen con el presente Pliego de Condiciones, se tratarán como productos o materiales no conformes.

También se realizará un control documental garantía de que el fabricante mediante marcado de los productos (con las siglas de la fábrica) y el símbolo de la clase de acero, respeta las características mecánicas de los aceros y su composición química.

- Ensayos de control

Se realizarán por líquidos penetrantes regidos por la norma UNE 7419/78, la prueba de ultrasonidos seguidos por la norma UNE 7278/78 y el ensayo de dureza Jomin y regidos por la norma DIN 50191.

4.1.3.1. Ensayos mecánicos.

- Ensayos de entrega.

El cliente puede acordar para todas las calidades de acero de estas dos normas ensayos de entrega, que generalmente son realizados por técnicos de la fábrica suministradora, pero por acuerdo especial en el pedido también por comisionados del cliente ajenos a la fábrica suministradora.

- Alcance de los ensayos.

Todas las calidades de los aceros se ensayarán por lotes y dado el caso por diferentes suministradores o por dimensiones.

- Toma de muestras.

La muestra para el ensayo Jominy se tomará correspondiendo a DIN 50191 consiste en calentar la probeta y enfriar la parte inferior con un chorro de agua de una determinada temperatura.

El ensayo por ultrasonidos se rige por la norma UNE 7278/78, es un ensayo no destructivo y consiste en enviar ondas por medio de vibraciones y así medir el espesor real de las piezas y en este caso más importante es la capacidad de medir y detectar posibles defectos en el interior de los materiales, muy importante en las piezas diseñadas para el disco de freno, por tanto, se va a realizar con una parte importante de las piezas del proyecto.

El ensayo del líquido penetrante regido por la norma UNE 7419/78, es un ensayo no destructivo y consiste en verter un líquido coloreado que se inserta en cualquier ranura que pueda tener la pieza.

Las muestras para el ensayo de tracción y de resiliencia por choque se formarán en dirección longitudinal del producto. Detalles de la toma de muestras para productos de otras formas de sección y dimensiones para otras posiciones de las muestras en relación con las fibras de deformación se acordarán en el pedido.

Generalmente se determinará el valor de la resiliencia como promedio del acero después de tres ensayos en probetas que se encuentren contiguas a igual distancia de la superficie, cuando esto no sea posible, directamente detrás de la misma pieza de muestra. En el pedido puede acordarse, sin embargo, la comprobación de la resiliencia en solo una o dos probetas. En caso de arbitraje se tomará el promedio de las tres probetas.

Para productos con dimensiones, de las que no se puede tomar una probeta de resiliencia con medidas normales, se tomarán acuerdos especiales para realizar el ensayo de resiliencia al choque en barreta.

La dureza Brinell se determinará según DIN 50351, la dureza Rockwell según DIN 50103.

El método para hacer visible y medir el tamaño de grano del acero ha de ser acordado entrándose en consideración como datos de ensayo la recomendación ISO R 643.

- Ensayos de repetición.

Si es de atribuir el resultado insuficiente de un ensayo manifiestamente a defectos técnicos de ensayo o preparación defectuosa de una probeta, pero no a defectos del acero mismo, se dejará fuera de consideración el resultado defectuoso para la decisión respecto al cumplimiento de los requisitos y se repetirá el ensayo correspondiente.

Si el resultado no satisfactorio de uno de los ensayos es de atribuir a un tratamiento térmico como no es debido, puede tratarse térmicamente de nuevo, después de lo cual se repetirá de nuevo todo el ensayo.

Siempre que los resultados de un ensayo realizado como es debido no cumplan los requisitos prescritos, puede realizarse un ensayo de repetición, o sea, para cada ensayo no satisfactorio otros dos ensayos en otra probeta de la misma unidad de ensayo. Las piezas de muestras con resultados no satisfactorios serán excluidas.

La unidad de ensayo se considera como con arreglo a las condiciones, cuando ambos ensayos de repetición den resultado satisfactorio. Puede ser rechazado cuando uno de los ensayos de repetición no sea satisfactorio.

4.1.3.2. Certificación del ensayo.

El ensayo de entrega se certifica por una de las certificaciones según DIN 50049. La clase de la certificación ha de ser acordada en el pedido entre el fabricante y el proveedor.

4.1.4. Reclamaciones.

Defectos exteriores o interiores sólo pueden ser reclamados cuando influyan en las características o propiedades necesarias para la elaboración y empleo adecuado a la calidad de acero y forma del producto.

El cliente ha de dar oportunidad a la fábrica administradora de cerciorarse de la justificación de reclamaciones, siempre que sea posible, presentando el material reclamado y piezas de comprobante del suministro.

4.2. Proceso productivo.

4.2.1. Volumen productivo.

De manera general para el proceso productivo se deberá garantizar los recursos materiales, humanos, logísticos y de maquinaria necesarios para llevar a cabo la producción de la unidad de obra unitaria, una unidad de producto terminado, que en este caso es el sistema de frenado delantero de una motocicleta compuesto por la pinza, pastilla y disco de freno.

En el momento de realizar las mediciones y hacer el presupuesto la unidad de obra se podrá dividir en los subconjuntos anteriormente enunciados. Obteniendo como resultado la cantidad y precio final de cada uno de los elementos que componen el sistema de frenado.

La jornada laboral estipulada en el proyecto será de un único turno diario de 8 horas de duración.

4.2.2. Manipulación de los materiales y condiciones de trabajo.

Uno de los problemas que surgen en montaje de piezas mecánicas destinadas al alto rendimiento es que debido a la manipulación errónea de ellas el material pueda contaminarse y llegue a dar problemas.

Con el propósito de evitar esta contaminación de los materiales que se emplean en la creación de todos los elementos que componen el sistema se deberán realizar todas las manipulaciones con guantes homologados para la manipulación de elementos mecánicos, que deberán desecharse y renovarse ante la presencia de residuos.

El taller donde se trabaje se mantendrá a una temperatura de $22^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ para asegurar el perfecto estado de conservación de los materiales y las correctas dimensiones geométricas, sin que se den dilataciones o contracciones.

Las estancias de trabajo deberán estar totalmente libres de polvo, viruta o cualquier otro desperdicio.

Todos los operarios de la planta y las personas que accedan a las estancias de trabajo deberán cumplir con la normativa vigente de seguridad y salud en el trabajo, en función del puesto que ocupen.

4.2.3. Controles de calidad

De manera general, cada uno de los componentes fabricados pasarán por un control de verificación geométrica para certificar que lo producido cumpla con las medidas indicadas en los planos.

A parte del control del material finalizado también tras las primeras 200 horas de trabajo, se han de verificar ciertos aspectos para comprobar que la evolución y fabricación de los elementos del sistema de frenado fluye correctamente.

Inicialmente se realizarán los ensayos de geometría descritos en el presente documento, uno para cada una de las piezas del lote, de manera normal solo se harían a algunos componentes, pero debido al alto rendimiento deseado se realizarán a todos los componentes.

Cuando se verifica la pieza y solo ante la presencia de que el informe es positivo y se da la pieza por válida se procederá a la realización de la inspección de verificación manual, mediante calibres.

En caso de no superar alguno de los dos ensayos, la pieza se detendrá y se emitirá un informe que concrete los fallos producidos. Tras su revisión se buscará la causa del problema y se emitirá un informe de calidad que si resulta favorable podrá continuar el proceso de producción.

5. Fabricación.

Respecto a los materiales tienen que cumplir unas condiciones determinadas y condiciones técnicas expuestas en los planos y en los documentos. Si existe contradicción entre ellos, prevalecerá lo expuesto en los documentos.

Los elementos del proyecto serán aprobados por el director del proyecto y homologados por los oficiales correspondientes, ya que todos los elementos fabricados deberán cumplir unos requisitos y normas.

La dirección técnica será la encargada de comprobar los materiales y su correspondiente calidad. El constructor tendrá la obligación de comprobar las herramientas que se usarán para el proyecto y las sustituirá en caso de estar defectuosas.

5.1. Especificaciones de ejecución.

Para la ejecución y construcción de lo diseñado en el proyecto se deberán los materiales sobre todo en las uniones entre componentes.

- Preparación: se basa en la eliminación de las impurezas de los materiales primarios del proceso. Esto es necesario para tener un buen contacto entre partes, tenga un buen acabado y sea más fácil su utilización.
- El lijado y acabado de todas las superficies de los distintos subconjuntos del sistema. Eliminando posibles impurezas de las distintas áreas.
- Armado: al acabar la fabricación de las piezas, se procederá al montaje total de la transmisión. A la hora del montaje, se ha de comprobar que el dimensionado y los ajustes de los elementos son correctos, si no es así, la pieza mal dimensionada se rehará.
- Atornillado y unión: a la hora de atornillar, por ejemplo, la pinza de freno a la horquilla, se usarán los pares de apriete correspondientes.

5.2. Síntomas de avería.

El sistema de frenado se ha de revisar periódicamente debido a su gran desgaste y a su propensión de sufrir fallos. Los fallos o averías más comunes son los siguientes:

- El ruido metálico durante la frenada es causa de que las pastillas estén muy desgastadas y haya que cambiarlas

- Palanca de freno duro, se encuentra el servofreno averiado que no responde en la frenada y la sensación que notamos es la misma que tenemos al pisar el freno cuando el motor está apagado.
- Palanca "esponjosa" parece que la frenada tiene un recorrido superior al habitual, la causa se puede encontrar en que el líquido de frenos esté deteriorado o haya un defecto en la bomba.
- Vibraciones en el frenado este efecto se produce porque los discos se deforman, aunque también pueden producirse rodamientos de la rueda porque están ya defectuosos. Si el uso del freno es excesivo se debe al sobrecalentamiento de estos.
- Desvío al frenar, si se frena con contundencia y la motocicleta se nos va hacia un lado puede ser que haya una pérdida de líquido de frenos.

Finalmente, cabe destacar que una de las causas más comunes es el ruido metálico durante la frenada a causa de que las pastillas estén muy desgastadas porque se produce un endurecimiento por el sobrecalentamiento.

5.3. Desmontaje.

Para realizar el desmontaje del sistema ya montado y en uso en una motocicleta hay que seguir los siguientes pasos generales:

- Se afloja el eje delantero y se saca el tornillo. Con esto la rueda cae.
- Se sacan los tornillos que lleve el disco.
- Después se debe desatornillar las uniones de la pinza de freno sobre la horquilla.
- El siguiente paso es vaciar el líquido de frenos presente en el sistema hidráulico.
- Se desmonta el latiguillo que llega y pasa por la pinza.
- Por último, se separa el disco y se extraen las pastillas.

Así se tendrán cada uno de los componentes por separado.

5.3.1. Puntos de observación de defectos.

Una vez a la vista los elementos constitutivos del sistema se ha de realizar una serie de comprobaciones, dependiendo cada una de ellas del síntoma que ha llevado a desmontar el puente.

- El disco no debe presentar ni grietas ni oxidaciones ni deformaciones. Si se mira la microestructura del acero no se debe de haberse producido ningún cambio químico debido a las condiciones de uso.
- Las pastillas no deben presentar un desgaste excesivo ni ninguna deformidad causada por las tensiones o el calor.
- Las pastillas de freno deben de tener su carcasa y orificios interiores en perfecto estado sin grietas ni fisuras.

5.4. Medidas de prevención y protección en la fabricación.

Las medidas de prevención son medidas de seguridad intrínsecas de las máquinas, que desde el punto de vista del diseño debe ofrecer el mínimo peligro para los operarios. Las medidas de

prevención que seguir en procesos los procesos de fabricación son las siguientes:

- Pintar de colores llamativos las partes móviles de las máquinas. Como colores estándar se utilizan el blanco o el amarillo, junto al negro, pintados en franjas oblicuas alternas sobre los cantos del elemento móvil que se desea destacar.
- Colocar protecciones adecuadas en aquellas zonas en las que operan los elementos de transmisión de las máquinas.
- Colocar protecciones alrededor de las zonas en las que operan los elementos móviles de las máquinas. Las protecciones pueden ser físicas (rejillas de chapa, pantallas de plástico, pantallas acristaladas...) o bien electrónicas (barreras fotoeléctricas, de infrarrojos...).
- Proteger el cableado de todos los circuitos que contenga la máquina con tubos de blindaje para evitar riesgos por golpes o por aplastamiento.
- Proteger los sistemas de accionamiento de las máquinas contra presiones accidentales. La normativa vigente exige el uso de pedales y pulsadores para el accionamiento de máquinas que ejerzan grandes fuerzas.
- Revisar la máquina antes de ponerla en funcionamiento y respetar los planes de mantenimiento periódico de sus componentes.

También deben seguirse unas pautas respecto a la protección. Estas son algunas de las medidas de protección que se deben emplear.

Las medidas de seguridad de protección están directamente relacionadas con la formación de los trabajadores y con el empleo de equipo de protección en el área de trabajo. En líneas generales, las medidas de protección de los operarios consisten en:

- Empleo de orejeras o tapones para evitar daños auditivos y molestias debido a los altos niveles de ruido provocados por la máquina.
- Utilización de calzado grueso y ropa de trabajo ajustada. Para cualquier tarea de manipulación de chapa emplear guantes de piel y mandiles de cuero que eviten posibles cortes con el canto de las chapas.
- Toda máquina empleada para procesos de corte (prensa, cizalladora...) solo debe de ser manejada por personal cualificado.
- Evitar cualquier interferencia sobre la atención del operario durante los ciclos de trabajo. El uso del teléfono móvil en los puestos de trabajo ha aumentado en los últimos años y esto produce distracciones severas.
- No manejar máquinas bajo los efectos del alcohol, drogas o determinados fármacos (ver prospecto), que puedan producir euforia, confusión, somnolencia o alteraciones de la visión.
- Empleo de gafas de protección para que en el caso de que algún material salga proyectado no impacte en los ojos del operario.

- Empleo de útiles para la limpieza de la maquinaria, tales como cepillos o pistolas de presión.
- Los recortes de chapa o piezas que puedan quedarse atascadas en la maquinas deben ser retiradas con pinzas, tenazas, ganchos u otras herramientas similares. De esa forma se evita el contacto directo de la mano del operario con zonas de peligro de la máquina.
- Organización de talleres docentes en relación con la seguridad laboral y a los peligros presentes durante el trabajo de cara a obtener una formación continua de los operarios en la materia.

Esta última tarea es la gran olvidada dentro de la mayoría de las empresas, sin embargo, con un coste mínimo puede llegar a reducir notablemente el número de accidentes laborales en el ámbito de la manipulación de maquinaria. Debe dirigirse desde el departamento de Recursos Humanos.

6. Reglamentación y normativa.

A continuación, se muestra la reglamentación y normativa aplicables que incluyen las recomendaciones o normas de no obligado cumplimiento que se consideran de necesaria aplicación al proyecto:

Control de calidad

- RD 209/2004, de 28 de octubre, por el que se regula el control de calidad de un producto.

Realización de proyectos.

- UNE 157001:2014. *Criterios generales para la elaboración formal de los documentos técnicos que constituyen un proyecto técnico.*

Normas generales

- Las Directrices generales sobre acuerdos verticales
- El Reglamento de Exención por Categorías (UE) N° 330/2010 sobre restricciones verticales

Normas específicas

- El Reglamento de Exención por Categorías (UE) N°461/2010 aplicable al sector de los vehículos de motor

Respecto a la normativa sobre seguridad laboral es uno de los temas a los cuales no siempre se le dedica la atención que requiere, pero de suma importancia. Prueba del poco tiempo que se le dedica es la gran cantidad anual de accidentes que ocurren en los puestos de trabajo.

En el sector de la producción de componentes mecánicos y utilización de máquinas los accidentes laborales suelen ser de gravedad acentuada debido a los filos y a las altas fuerzas producidas durante los diversos procesos. El uso inadecuado de las máquinas y herramientas, el exceso de confianza por rutina, la distracción eventual del operario y la deficiencia en el mantenimiento de los útiles son factores de riesgo que con frecuencia terminan en accidente.

La normativa aplicable en el ámbito de la producción industrial es la siguiente:

- A nivel nacional, el R.D. 1215/1997, de 18 de julio, por el que se establecen las

disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo.

- A nivel comunitario, la Directiva 89/392/CEE en la que se establece una aproximación de las legislaciones de los Estados Miembros sobre máquinas.
- ORDEN de 9 de marzo de 1971, por la que se aprueba la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo.
- REAL DECRETO 1316/1989, de 27 de octubre, sobre protección de los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido durante el trabajo.
- LEY 31/1995, de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales (BOE nº 269, de 10 de noviembre).
- REAL DECRETO 39/1997, de 17 de enero, por el que se aprueba el Reglamento de los Servicios de Prevención (BOE número 27, de 31 de enero de 1997).
- LEY 54/2003, de 12 de diciembre, de reforma del marco normativo de la prevención de riesgos laborales.
- REAL DECRETO 1311/2005, de 4 de noviembre, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores frente a los riesgos derivados o que puedan derivarse de la exposición a vibraciones mecánicas

7. Aspectos del contrato.

7.1. Documentos que definen el proyecto.

Los datos para el replanteo del proyecto, materiales empleados en los subconjuntos, sus formas y geometrías y demás detalles se encuentran especificados en los planos, quedando en este presente documento de pliego de condiciones la forma en que se deberán realizar los trabajos, las diferentes características exigidas a los materiales que se utilicen y la forma de abonar el acto ejecutado.

Todas las metodologías, pautas que estuvieran insuficientemente desarrolladas o detalladas o simplemente que pudiera haber cualquier vacío de información en el proyecto este se llevará a cabo siguiendo las instrucciones y ordenes que dé el ingeniero jefe, o persona facultativa en quien delegue la responsabilidad durante la ejecución.

7.1.1. Dirección del proyecto.

El encargo de dirigir las pautas en el caso de que haya algún paso con una insuficiente información debe tener titulación adecuada y suficiente, y se hará directamente responsable de la comprobación y vigilancia de la correcta realización del proyecto contratado.

Cualquier miembro de equipo colaborador del encargado de esta responsabilidad podrá dar en caso de emergencia, a juicio de este, las instrucciones que estime pertinentes dentro de las atribuciones legales, que serán de obligado cumplimiento por el constructor.

7.2. Contradicciones y omisiones de la documentación.

Lo especificado en el Pliego de Condiciones, aunque esté omitido en los Planos o viceversa, deberá ser ejecutado como si estuviese expuesto en estos Documentos, en caso de contradicción entre Planos y Pliego, prevalecerá lo prescrito en este último.

Las omisiones de estos Documentos o las descripciones erróneas de los detalles del proyecto, que sean manifiestamente indispensables para el uso y costumbre deberán ser realizadas, y no sólo no eximen al Contratista de la obligación de ejecutar esta parte del proyecto, sino que deberá realizarlo como si estuviera completamente descrita en los Planos y Pliego de Condiciones.

7.3. Contrato

Se depositará la fianza definitiva del proyecto y formalizará el contrato en el lugar y fecha que se notifique oficialmente.

El contrato tendrá carácter de documento privado, siendo en este caso a cuenta del cliente los gastos que por ello se originen.

Una vez depositada la fianza definitiva y firmado el contrato, el proyectista procederá, a petición del interesado, a devolver la fianza provisional, si la hubiera.

Cuando, por causas imputables al proyectista, no se pueda formalizar el contrato en el plazo establecido, el cliente podrá proceder a la incautación de la fianza provisional.

El contrato será firmado por el proyectista, por su representante legal o apoderado, quien deberá probar este extremo con la presentación del correspondiente poder acreditativo.

7.3.1. Garantía

El plazo de garantía será de 1 año contra todo defecto de diseño. Este plazo comenzará su vigencia a partir de la recepción provisional del sistema. Durante el mismo, el contratista deberá corregir y subsanar cualquier anomalía imputable a defectos de fabricación o a la calidad de los materiales o elementos empleados. Para aquellos elementos que durante el plazo de garantía resultaran defectuosos y precisaran reparación, el contratista los reparar a su costa. Iniciándose nuevamente para estos el plazo de garantía original.

Esta garantía no tendrá validez si no se ha realizado el mantenimiento especificado o ante modificaciones libres por parte del equipo del propio cliente.

7.3.2. Rescisión del contrato

Cuando, a juicio del cliente, el incumplimiento por parte del proyectista de alguna de las cláusulas del contrato pudiera ocasionar graves trastornos en la realización del proyecto, en el cumplimiento de los plazos, o en su aspecto económico, el cliente podrá decidir la rescisión del contrato, con las penalizaciones a que hubiera lugar.

Así mismo, podrá proceder a la rescisión con pérdida de fianza y garantía suplementaria, si la hubiera, de producirse alguno de los supuestos siguientes:

- La quiebra, fallecimiento o incapacidad del proyectista. En este caso, el cliente podrá optar por la rescisión del contrato, o porque se subroguen en el lugar del proyectista los síndicos de la quiebra o sus representantes.
- La disolución, por cualquier causa, de la sociedad, si es que el proyectista fuera una persona jurídica.
- Si el proyectista es una agrupación temporal de empresas y alguna de las integrantes se encuentra en uno de los supuestos previstos en este apartado, el cliente estará facultado para exigir el cumplimiento de las obligaciones pendientes del contrato a las restantes empresas que constituyen la agrupación temporal o para acordar la rescisión del contrato.

Si el cliente optara en ese momento por la rescisión, ésta no producirá pérdida de la fianza, salvo que concurriera alguna otra causa suficiente para declarar tal pérdida.

7.3.3. Subcontratas

El proyectista podrá subcontratar cualquier parte del proyecto previa autorización de la dirección, para lo cual se deberá informar con anterioridad a ésta, del alcance y condiciones técnico-económicas del subcontrato.

El cliente podrá requerir al proyectista la exclusión de un subcontratista por considerar al mismo incompetente, o que no reúne las condiciones necesarias, debiendo el proyectista tomar las medidas necesarias para la rescisión de este subcontrato, sin que por ello pueda presentar reclamación alguna el cliente.

En ningún caso podrá deducirse relación contractual alguna entre los subcontratistas y el cliente, como consecuencia de la ejecución por aquellos de trabajos parciales correspondientes al contrato principal, siendo siempre responsable el proyectista ante el cliente de todas las actividades del subcontratista y de las obligaciones derivadas del cumplimiento de las condiciones expresadas en este pliego.

Los trabajos específicos que requieran una determinada especialización y que no estuviesen incluidos en el presupuesto del contrato, bien porque aun estando previstos en la memoria no se hubiese solicitado para ellos oferta económica, bien porque su necesidad surgiese a posteriori durante la ejecución del contrato, podrán ser adjudicados por el cliente directamente a la empresa que libremente elija, debiendo el proyectista prestar las ayudas necesarias para la realización de estos.

8. Modificaciones en el proyecto.

El proyectista podrá incluir en el proyecto, antes de empezar la fabricación o durante su ejecución, las modificaciones que sean precisas para la normal construcción de esta, aunque no se hayan previsto en el proyecto, y siempre que no varíen las características principales del

producto. También podrá introducir aquellas modificaciones que produzcan aumento o disminución y aún supresión de las unidades de proyecto marcadas en el presupuesto, o sustitución de una clase de fábrica por otra, siempre que ésta sea de las comprendidas en el contrato. Cuando se trate de aclarar o interpretar preceptos del Pliego de Condiciones o indicaciones de los planos o dibujos, las órdenes o instrucciones se comunicarán por escrito exclusivamente al proyectista, estando obligado éste a su vez a devolver una copia suscribiendo con su firma el enterado.

La empresa fabricante tendrá también la obligación de admitir todas aquellas modificaciones autorizadas por el cliente (a los precios que figuran en el presupuesto o a los que se acuerden). La empresa fabricante recibirá todas las órdenes del cliente, en cuanto a la calidad de los materiales, y técnica de fabricación. Este Pliego de Condiciones obliga a cuantas fábricas o empresas intervengan o participen en la fabricación, a las cuales se exigirá garantías suficientes a juicio del cliente, para que en dichas subcontrataciones nada se oponga a lo señalado en el presente documento.

9. Disposiciones legales.

9.1.1. Director.

El “Facultativo de la Propiedad Director del proyecto” (“director”) es la persona, con titulación adecuada y suficiente, directamente responsable de la comprobación y vigilancia de la correcta realización del proyecto contratado.

El director designado será comunicado al contratista por la Propiedad antes de la fecha de la comprobación del replanteo, y dicho director procederá en igual forma respecto de su personal colaborador. Las variaciones de uno u otro que acaezcan durante la ejecución del proyecto serán puestas en conocimiento del contratista, por escrito.

El director será el responsable de la dirección, control y vigilancia, así como de las relaciones que se establecen con el Contratista.

9.1.2. Obligaciones del contratista.

El objeto del contrato incluye a cargo y por cuenta del contratista, a título indicativo y no limitativo, lo siguiente:

- Los materiales que el contratista destine al equipo objeto de suministro serán en número y calidad adecuados a la importancia de los trabajos a realizar y a los plazos de entrega del contrato.
- La mano de obra necesaria para la ejecución del contrato con todos los costes y cargas sociales que dé lugar el empleo de esta, incluyendo los gastos de adopción de medidas de seguridad e higiene, de clasificación del personal, de transporte y plus de distancia, así como el pago de incentivos y primas de trabajo que el contratista estime necesarios.
- El suministro de todos los materiales, elementos y equipos que sean necesarios para el desarrollo de la implantación del sistema y ejecución de los análisis.
- La preparación y ejecución material de los trabajos en todas sus fases, con su propio personal, medios y materiales.

- Todos los impuestos y arbitrios que grave el contrato o se devenguen con motivo de este.

9.1.3. Medición.

Cada unidad de obra o aplicación se medirá exclusivamente en el tipo de unidades, de volumen o de peso, que en cada caso se especifique en el presupuesto. Excepcionalmente el Ingeniero Director del proyecto podrá autorizar previamente a la ejecución de determinadas unidades individualmente con la conformidad del Contratista.

9.1.4. Revisión de precios.

Los precios que se indican en el presupuesto son fijos e invariables, cualesquiera que sean las variaciones del coste de los materiales o mano de obra. El acuerdo de valoración económica de todas aquellas horas invertidas según su clasificación se puede encontrar en las mediciones. Dicha valoración también es fija e invariable.

9.1.5. Condiciones de pago.

La forma de pago es la estipulada en el convenio firmado por ambas partes:

- Un 10 % del volumen total al principio del desarrollo del proyecto.
- Un 60 % del volumen total al realizar al completar la fase de diseño del sistema.
- El 30 % restante al realizar la entrega y demostración final del producto.

9.1.6. Licencia de uso.

El cliente no adquiere ninguna titularidad sobre la propiedad del diseño, que no sea el derecho de propiedad que le compete sobre los medios físicos en que dicho producto, como bien intelectual.

El cliente no se encuentra autorizado para sublicenciar o distribuir a terceros copias o adaptaciones de los diferentes diseños o planos sin contar con la autorización expresa del vendedor.

En Logroño, a 31 de junio de 2020.

El autor



FDO: Miguel Marín Velasco

Trabajo Fin de Grado

Sistema de frenado para MotoE



MEDICIONES

Índice de Mediciones

1.	Mediciones	238
1.1.	Objeto.....	238
1.2.	Estructura y consideraciones.	238
1.3.	Mediciones.	238

1. Mediciones

1.1. Objeto.

En este apartado de mediciones se van a definir y determinar las unidades de cada partida o unidad de obra que configura la totalidad del producto terminado, siendo este último un sistema de frenado de una motocicleta.

Por “unidad de obra” se entiende una parte elemental de la misma, que suponga una determinada actuación, utilización de mano de obra y/o maquinaria, generalmente para aplicación en obra de ciertos elementos que tendrán el carácter de materiales.

1.2. Estructura y consideraciones.

El presente documento de Mediciones y Presupuesto, se limitan a cubrir únicamente el proceso productivo de la unidad mencionada. Los gastos iniciales en licencias y en diseño se especificarán por separado y al final del presente documento, en el gasto productivo no se consideran la inversión inicial, los gastos de mantenimiento de las instalaciones y maquinaria, y los recursos personales y materiales que no participan directamente en el citado proceso productivo.

1.3. Mediciones.

A continuación, se enumeran y cuantifican las unidades de obra requeridas por el proceso productivo de una unidad del producto, desde la recepción de materias primas hasta la salida del producto terminado.

Se define como unidad de obra un conjunto completo del disco de freno con su pinza ensamblada y las pastillas de freno hasta la finalización del proceso de mecanizado de las piezas que la componen.

CÓDIGO	RESUMEN	CANTIDAD
01	Proceso 1. Mecanizado de las piezas	
01.01	Mecanizado del disco de freno	1,00
	El operario deberá colocar el bloque de acero en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado del disco de freno.	
01.02	Mecanizado detallado de la geometría del disco macizo	1,00
	El operario deberá	

colocar el disco macizo
de acero en la fresadora
CNC y definir los
parámetros necesarios
para el mecanizado en
detalle del disco.

01.03	Estructura de las pastillas de freno	1,00
-------	--------------------------------------	------

El operario deberá
definir los parámetros de
la extrusión del plástico
que forma el recinto
donde se encaja la
pastilla.

01.04	Mecanizado de la pastilla de freno	1,00
-------	------------------------------------	------

El operario deberá
colocar el bloque de
material de frenado
(material del que se
compone la pastilla) en
la fresadora CNC y
definir los parámetros
necesarios para el
mecanizado a la
geometría final de la
pastilla.

01.05	Mecanizado de las pinzas de freno	1,00
-------	-----------------------------------	------

El operario deberá
colocar el bloque de
acero en la fresadora
CNC y definir los
parámetros necesarios
para el mecanizado de la
pinza de freno.

01.06	Mecanizado de elementos secundarios	1,00
	El operario deberá colocar el bloque de acero INOX en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de estos elementos, los pasadores y disco interior del freno.	
<hr/>		
02	Proceso 2. Repaso y acabado superficial	
02.01	Fresado y acabado	1,00
	Se realiza un fresado para ofrecer un mejor acabado superficial a las piezas y asegurarse de sus dimensiones geométricas.	
<hr/>		
03	Proceso 3. Control de calidad	
03.01	Control de calidad	1,00
	El responsable de calidad certifica que todas las piezas cumplen con las exigencias	
<hr/>		

En Logroño, a 31 de junio de 2020.

El autor



FDO: Miguel Marín Velasco

Trabajo Fin de Grado

Sistema de frenado para MotoE



PRESUPUESTO

Índice del Presupuesto

1.	Presupuesto de construcción	244
	C.P.U. MATERIALES.....	244
	C.P.U. MANO DE OBRA.....	244
	01.01.....	245
	01.02.....	245
	01.03.....	245
	01.04.....	245
	01.05.....	245
	01.06.....	246
	C.P.U. UNIDADES DE OBRA DESCOMPUESTOS	247
	UD. RESUMEN PROCESO 1	247
	UD. RESUMEN PROCESO 2	249
	UD. RESUMEN PROCESO 3	249
	PRESUPUESTO PARCIAL.....	250
	RESUMEN DEL IMPORTE	250
2.	Presupuesto de redacción del proyecto, diseño y desarrollo del modelo.....	252
	2.1. Objeto.....	252
	2.2. Estructura y consideraciones.	252
	2.3. Presupuesto.	252
	2.4. Cuadro de Precios Unitarios.....	253
	Cuadros de Precios Auxiliares.....	254
	Presupuesto de ejecución material.....	256
	Presupuesto de Ejecución por Contrata	257
	Resumen del Presupuesto.....	258

1. Presupuesto de construcción

En este ámbito del presupuesto se especificarán los costes de fabricación de un sistema de frenado.

C.P.U. MATERIALES

CÓDIGO	RESUMEN	UD	PRECIO (€)
M001	Acero inoxidable (DIN 1.4031)	kg	5
M002	Acero inoxidable (DIN 1.4306)	Kg	3,7
M003	Plástico termorresistente	Kg	1,2
M004	Ferodo de alta calidad	Pieza	10

C.P.U. MANO DE OBRA

CÓDIGO	RESUMEN	UD	PRECIO (€)
MO001	Operario	h	7
MO002	Responsable de calidad	h	12

C.P.U. MAQUINARIA

CÓDIGO	RESUMEN	UD	PRECIO (€)
MA001	Fresadora CNC	h	0,5
MA002	Fresadora CNC de detalle	h	1,00
MA003	Extrusora	h	6,00

C.P.U. UNIDADES DE OBRA TOTALES

CÓDIGO	RESUMEN	IMPORTE (€)
01	proceso 1. Mecanizado de las piezas	
01.01	Mecanizado del disco de freno. El operario deberá colocar el bloque de acero en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado del disco de freno.	72,5
01.02	Mecanizado detallado de la geometría del disco macizo. El operario deberá colocar el disco macizo de acero en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado en detalle del disco.	70,05
01.03	Estructura de las pastillas de freno. El operario deberá definir los parámetros de la extrusión del plástico que forma el recinto donde se encaja la pastilla.	7,10
01.04	Mecanizado de la pastilla de freno. El operario deberá colocar el bloque de material de frenado en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado a la geometría final de la pastilla.	50,00
01.05	Mecanizado de las pinzas de freno El operario deberá colocar el bloque de acero en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de la pinza de freno.	92,70

01.06	Mecanizado de elementos secundarios	67,40
-------	-------------------------------------	-------

El operario deberá colocar el bloque de acero INOX en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de estos elementos, los pasadores y disco interior del freno.

02 proceso 2. Repaso y acabado superficial

02.01	Fresado y acabado	63
-------	-------------------	----

Se realiza un fresado para ofrecer un mejor acabado superficial a las piezas y asegurarse de sus dimensiones geométricas.

03 proceso 3. Control de calidad

03.01	Control de calidad	36
-------	--------------------	----

El responsable de calidad certifica que todos los elementos cumplen con los requisitos

C.P.U. UNIDADES DE OBRA DESCOMPUESTOS

UD. RESUMEN PROCESO 1 CANT. PRECIO SUBTOTAL IMPORTE (€)

01	Mecanizado del disco del sistema de frenada					359,75
-----------	--	--	--	--	--	---------------

01.01 Mecanizado del disco de freno.

El operario deberá colocar el bloque de acero en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado del disco de freno.

MO002	Operario	8	h	7	56	56
M001	Acero DIN 1.4031	2,5	kg	5	12,5	12,5
MA001	Fresadora	8	h	0,5	4	4

01.02 Mecanizado detallado de la geometría del disco macizo.

El operario deberá colocar el disco macizo de acero en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado en detalle del disco.

MO001	Operario	8	h	7	56	56
M001	Acero DIN 1.4031	1,21	kg	5	6,05	6,05
MA001	Fresadora de detalle	8	h	1	8	8

01.03 Estructura de las pastillas de freno.

El operario deberá definir los parámetros de la extrusión del plástico que forma el recinto donde se encaja la pastilla.

MO001	Operario	0,5	h	7	3,5	3,5
M001	Plástico termorresistente	0,5	kg	1,2	0,6	0,6
MA001	Extrusora	0,5	h	6	3	3

01.04 Mecanizado de las pinzas de las pastillas de freno.

El operario deberá colocar el bloque de material de frenado en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado a la geometría final de la pastilla.

MO001	Operario	4	h	7	28	28
M001	Ferodo de alta calidad	2	pieza	10	20	20
MA001	Fresadora	4	h	0,5	2	2

01.01 Mecanizado de las pinzas de freno

El operario deberá colocar el bloque de acero en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de la pinza de freno.

MO001	Operario	12	h	7	84	84
M001	Acero INOX (DIN 1.4306)	1	kg	3,7	3,7	3,7
MA001	Fresadora	10	h	0,5	5	5

01.02 Mecanizado de elementos secundarios

El operario deberá colocar el bloque de acero INOX en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de estos elementos, los pasadores y disco interior del freno.

MO001	Operario	8	h	7	56	56
M001	Acero INOX (DIN 1.4306)	2	kg	3,7	7,4	7,4
MA001	Fresadora	8	h	0,5	4	4

UD. RESUMEN PROCESO 2	CANT.	UD.	PRECIO	SUBTOTAL	IMPORTE (€)
-----------------------	-------	-----	--------	----------	-------------

02	Proceso 2. Repaso y acabado superficial				63,00
-----------	--	--	--	--	--------------

02.01 Fresado y acabado

Se realiza un fresado para ofrecer un mejor acabado superficial a las piezas y asegurarse de sus dimensiones geométricas.

MO001	Operario	8	h	7	56	56
MA001	Fresadora de detalle	7	h	1	7	7

UD. RESUMEN PROCESO 3	CANT.	UD.	PRECIO	SUBTOTAL	IMPORTE (€)
-----------------------	-------	-----	--------	----------	-------------

03	Proceso 4. Control de calidad				36,00
-----------	--------------------------------------	--	--	--	--------------

03.01 Control de calidad

El responsable de calidad certifica que todas las piezas cumplen con las exigencias del proyecto

MO002	Resp. de calidad	3	h	12	36	36
-------	------------------	---	---	----	----	----

PRESUPUESTO PARCIAL

01	Proceso 1. Mecanizado de las piezas	359,75€
02	Proceso2. Repaso y acabado superficial	63,00 €
03	Proceso 3. Control de calidad	36,00 €

Siendo el cómputo TOTAL: 458,75 €

Cuatrocientos cincuenta y ocho euros con setenta y cinco céntimos.

RESUMEN DEL IMPORTE (€)

01	Proceso 1. Mecanizado de las piezas	359,75
02	Proceso 2. Repaso y acabado superficial	63,00
03	Proceso 3. Control de calidad	36,00
PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL:		458,75
5 % Gastos extra:		22,94
Suma		481,69
21 % IVA		101,15
PRESUPUESTO PARCIAL		582,84 €
BENEFICIO INDUSTRIAL (6%)		35 €
* HONORARIOS INGENIERO (22%)		128,22 €
PRESUPUESTO TOTAL		746,06 €

PRECIO POR UNIDAD FUNCIONAL DEL SISTEMA DE
FRENADO

*Los honorarios del ingeniero (22% del presupuesto parcial):

- Determinación de las bases del proyecto (4%)
- Planteamiento preliminar (7%)
- Proyecto básico (11%)

En Logroño, a 31 de junio de 2020.

El autor



FDO: Miguel Marín Velasco

2. Presupuesto de redacción del proyecto, diseño y desarrollo del modelo.

2.1. Objeto

El presente documento tiene como finalidad reflejar el coste económico del proceso de diseño necesario para la materialización de una unidad del producto final desarrollado en el presente proyecto, en este caso un sistema de frenado de una moto eléctrica de alta potencia.

2.2. Estructura y consideraciones.

El presente documento de Presupuesto se limita a cubrir únicamente el proceso de diseño de la unidad mencionada. Se considera la inversión inicial respecto a los programas de uso como el Solidworks y el Ansys que como se verá sus costes son bastante abultados, sin embargo, no se tendrán en cuenta los gastos de mantenimiento de las instalaciones y maquinaria, y los recursos personales y materiales que no participan directamente en el citado proceso de diseño.

El orden en que se estructura el presente documento sigue el criterio estipulado por la normativa UNE de documentos. Exponiendo se los diferentes cuadros de precios unitarios y descompuestos de los que debe constar.

El presente presupuesto solo tiene en cuenta el coste de diseño de una sola unidad funcional, es decir, un sistema de freno del vehículo, centrándose exclusivamente en el coste de diseño los discos, pastillas y pinza, sin tener en cuenta el valor de mercado del vehículo en el que se utilizará ni su posible montaje.

2.3. Presupuesto.

A continuación, se exponen los cuadros de precios unitarios de materiales y los diferentes procesos, cuadros de precios auxiliares entre los que están el cuadro de precios unitarios totales y unitarios descompuestos, después un presupuesto de ejecución material, uno de ejecución por contrata y un último cuadro de resumen de presupuesto

2.4. Cuadro de Precios Unitarios

Artículo	Precio unitario (€/uds)
Trabajo de Instalación de software	28,50
Trabajo de Investigación	40,00
Trabajo de traducción	25,00
Trabajo de Desarrollo	47,00
Desarrollo de metodología	48,00
Puesta a Punto y Pruebas	29,00
Cálculos en Solidworks	55,00
Cálculos en Ansys	55,00
Dedicación a Documentación	36,00
Contraste de Información	34,00
Prediseño	42,00
Solidworks (software)	0,00
Asys (Software)	0,00
Excel (Software)	0,00
Licencia Solidworks	10950,00
Servicio anual de Solidworks	2250,00
Licencia Ansys Mechanical	20000,00
Ordenador	800,00
Windows	200,00
Configuración	320,00
Trabajo de análisis	52,00

Cuadros de Precios Auxiliares

Cuadro Nº1 - Cuadro de precios unitarios totales		
Unidad de Obra	Importe en cifras (€)	Importe en letra (€)
Paquetes Software Solidworks	11616,00	Oncemil seiscientos dieciseis euros.
Paquete Software Ansys	20142,50	Veintemil ciento cuarentaidos con cincuenta euros.
Investigación de los análisis	2094,00	Dos mil noventa y cuatro euros.
Desarrollo de los análisis	251,00	Doscientos cincuenta y un euros.
Obtención de los diseños	381,00	Trescientos ochenta y un euros.

Cuadro Nº2 - Cuadro de precios unitarios descompuestos						
Unidad de obra	Artículo	Cantidad	Precio unitario (€/uds)	Precio total (€)	Acumulado (€)	Total (€)
Paquetes Software Solidworks						11616,00
	Licencia Solidworks (software)	1,00	10950,00	10950,00	10950,00	
	Servicio anual de Solidworks	0,00	2250,00	0,00	10950,00	
	Trabajo de Instalación	10,00	28,50	285,00	11235,00	
	Soporte de Instalación	3,00	32,00	96,00	11616,00	
	Total					11616,00
Unidad de obra	Artículo	Cantidad	Precio unitario (€/uds)	Precio total (€)	Acumulado (€)	Total (€)
Paquete Software Ansys						20142,50
	Licencia Ansys	1,00	20000,00	20000,00	20000,00	
	Trabajo de Instalación	3,00	28,50	85,50	20085,50	
	Trabajo de puesta en marcha	2,00	28,50	57,00	20142,50	
	Total					20142,50
Unidad de obra	Artículo	Cantidad	Precio unitario	Precio total (€)	Acumulado (€)	Total (€)

			(€/uds)			
Investigación de los análisis						2094,00
	Ordenador	1,00	800,00	800,00	800,00	
	Windows	1,00	200,00	200,00	1000,00	
	Excel	1,00	0,00	0,00	1000,00	
	Configuración	1,00	320,00	320,00	1320,00	
	Trabajo de investigación	12,00	40,00	480,00	1800,00	
	Trabajo de traducción	6,00	25,00	150,00	1950,00	
	Desarrollo de metodología	3,00	48,00	144,00	2094,00	
	Total					2094,00
Unidad de obra	Artículo	Cantidad	Precio unitario (€/uds)	Precio total (€)	Acumulado (€)	Total (€)
Desarrollo de los análisis						251,00
	Trabajo de Investigación	3,50	40,00	140,00	140,00	
	Dedicación a Documentación	1,00	36,00	36,00	176,00	
	Contraste de Información	0,50	34,00	17,00	193,00	
	Puesta a Punto y Pruebas	2	29,00	58,00	251,00	
	Total					251,00
Unidad de obra	Artículo	Cantidad	Precio unitario (€/uds)	Precio total (€)	Acumulado (€)	Total (€)
Obtención de los diseños						381,00
	Trabajo de Desarrollo	0,50	47,00	23,50	23,50	
	Cálculos en Solidworks	3,50	55,00	192,50	216,00	
	Cálculos en Ansys	3,00	55,00	165,00	381,00	
	Total					381,00

Presupuesto de ejecución material.

Concepto	Cantidad	Precio por Unidad (€/uds)	Precio (€)	Acumulado (€)	Total (€)
Paquetes Software Solidworks	1,00	11616,00	11616,00	11616,00	
Paquete Software Ansys	1,00	20142,50	20142,50	31758,50	
Investigación de los análisis	15,00	2094,00	31410,00	63168,50	
Desarrollo de los análisis	25,00	251,00	6275,00	69443,50	
Obtención de los diseños	34,00	381,00	12954,00	82397,50	
					82397,50

- El presupuesto de ejecución material asciende a un total de ochenta y dos mil trescientos noventa y siete con cincuenta euros.

Presupuesto de Ejecución por Contrata

Concepto	Cantidad	Precio por Unidad (€/uds)	Precio (€)	acumulado (€)	Total (€)
Paquetes Software Solidworks	1,00	11616,00	11616,00	11616,00	
Paquete Software Ansys	1,00	20142,50	20142,50	31758,80	
Investigación de los análisis	1,00	2094,00	2094,00	33852,50	
Desarrollo de los análisis	31,00	251,00	7781,00	41633,50	
Obtención de los diseños	39,00	381,00	14859,00	56482,50	
					56482,50
Gastos Generales (6%)	1	3389,55			59872,05
Beneficio Industrial (18%)	1	10776,97			70649,02

- El presupuesto de ejecución por contrata asciende a un total de setenta mil seiscientos cuarenta y nueve euros con dos céntimos.

Resumen del Presupuesto

Concepto	Precio(€)	Acumulado (€)	Total (€)
Ejecución completa del proyecto	56482,50	56482,50	
Gastos Generales (6%)	3389,55	59872,05	
Beneficio Industrial (18%)	10776,97	70649,02	
I.V.A. (21%)	14836,29	85485,31	
Total			85485,31

- El presupuesto asciende a un total de ochenta y cinco mil cuatrocientos ochenta y cinco euros con treinta y un céntimos

En Logroño, a 31 de junio de 2020.

El autor



FDO: Miguel Marín Velasco